



TUGAS AKHIR - TM 145502

ANALISIS LAJU PERPINDAHAN PANAS DAN EFEKTIVITAS KONDENSOR UNIT 3 PLTU PT. PJB UP GRESIK

SANDIKA TRI SUCAHYO
NRP. 2112 030 021

Dosen Pembimbing
Ir. Denny M.E. Soedjono, MT
19570331 1988031 1 001

PROGRAM STUDI D3 TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2015



TUGAS AKHIR - TM 145502

**ANALISIS LAJU PERPINDAHAN PANAS DAN
EFEKTIVITAS KONDENSOR UNIT 3 PLTU PT.
PJB UP GRESIK**

**SANDIKA TRI SUCAHYO
NRP. 2112 030 021**

**Dosen Pembimbing
Ir. Denny M.E. Soedjono, MT
19570331 1988031 1 001**

**PROGRAM STUDI D3 TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2015**



FINAL PROJECT - TM 145502

**ANALYSIS HEAT TRANSFER RATE AND
EFFECTIVENNES AT CONDENSOR PLTU UNIT
3 PT. PJB UP. GRESIK**

**SANDIKA TRI SUCAHYO
NRP. 2112 030 021**

**Counselor Lecturer
Ir. Denny M.E. Soedjono, MT
19570331 1988031 1 001**

**STUDY PROGRAM DIPLOMA III
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTEMENT
Faculty of Industrial of Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya
2015**

LEMBAR PENGESAHAN

ANALISIS LAJU PERPINDAHAN PANAS DAN EFEKTIVITAS KONDENSOR PADA PLTU UNIT 3 PT. PJB UP GRESIK

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya
Pada
Bidang Studi Konversi Energi
Program Studi Diploma III Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

SANDIKA TRI SUCAHYO
NRP. 2112 030 021

Disetujui Oleh,
Pembimbing Tugas Akhir :



Ir. Denny M. E. Soedjono, MT
NIP. 19570331 198803 1 001

SURABAYA, JULI 2015

ANALISIS LAJU PERPINDAHAN PANAS DAN EFEKTIVITAS KONDENSOR UNIT 3 PLTU PT. PJB UP GRESIK

Nama Mahasiswa : Sandika Tri Sucahyo
NRP : 2112 030 021
Jurusan : D3 Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Ir. Denny M. E. Soedjono, MT.

Abstrak

Kondensor merupakan salah satu jenis *heat exchanger* yang berfungsi mengkondensasikan fluida gas menjadi cair. Dibutuhkan material tube yang kuat dan dapat melakukan perpindahan panas yang baik agar tidak terjadi penurunan laju perpindahan panas di dalam kondensor. Jika laju perpindahan panas rendah, mengakibatkan kerja netto akan semakin meningkat. Mengetahui peran kondensor sangat penting dalam suatu siklus, maka perlu dilakukan analisa laju perpindahan panas kondensor Unit 3 PT. PLTU UP Gresik. Kondensor Unit 3 adalah kondensor yang telah di *redtubing* dengan material *tube* titanium. Titanium memiliki kekuatan material yang lebih kuat dibandingkan *aluminium brass* material sebelumnya, sehingga kebocoran pada tube dapat dikurangi dengan menggunakan material titanium.

Data yang diambil dari tugas akhir ini adalah data rata-rata aktual selama 1 bulan, yaitu bulan Juni. Metode perhitungan untuk menghitung laju perpindahan panas dan efektivitas adalah *Log Mean Temperature Different (LMTD)* dan *Effectiveness – Number of Transfer Unit (NTU)*.

Dari hasil perhitungan, dengan data kevakuman yaitu 0,079288 bar pada bulan Juni diketahui bahwa laju perpindahan panas sebesar 194,1226889 MW dengan efektivitas sebesar 0,9978764. Laju perpindahan panas pada kondensor dipengaruhi oleh kondisi kevakuman kondensor. Semakin tinggi kevakuman kondensor maka *steam* semakin mudah menuju kondensor, sehingga meningkatkan performa dari kondensor.

Kata Kunci : Kondensor, Laju Perpindahan Panas, Efektivitas

Halaman ini sengaja dikosongkan

ANALYSIS HEAT TRANSFER RATE AND CONDENSOR EFFECTIVENESS IN UNIT 3 PT. PJB UP. GRESIK

Nama of student Univ. : Sandika Tri Sucahyo
NRP : 2112 030 021
Major : D3 Teknik Mesin FTI-ITS
Counselor Lecture : Ir. Denny M. E. Soedjono, MT.

Abstract

Condensor is component that has an important rate in the efficiency of the cycle, it uses for for condensate from gas to liquid. Needed tube material strong and can heat transfer good for not effect heat transfer decreases on condenser. If the heat transfer small, netto worl' will increase. To know how condenser work if need to calculate the heat tranfer of condensor at PT. PJB UP. Gresik PLTU Unit 3. Condensor unit 3 has been redtubing with materials titanium tube. Titanium have strength than aluminium brass, so leakage on the tube can decreaes wich material titanium.

In this final project, data taken the average of actual condition condenser for June. Whereas, the method used in this calculation of the heat transfer-rate and effectiveness is Log Mean Temperature Difference (LMTD) and Number of Transfer Unit (NTU) Method.

From the calculation, it known that the vacuum data on June 2014 is 0,079288 bar and it known that the heat transfer is 194,1226889 MW witch effectiveness is 0,9978764. Heat transfer on condensor be affected to vacuum condition. The higher vacuum steam condensers then the easier it towards the condenser, thereby increasing the performance of the condenser .

Keywords : Condensor, Heat Transfer Rate , Effectiveness

Halaman ini sengaja dikosongkan

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan ke hadirat Allah SWT yang telah melimpahkan rahmat dan karunia-Nya, sehingga penulis dapat menyelesaikan penyusunan Tugas Akhir ini. Penulis sangat menyadari bahwa keberhasilan dalam penulisan tugas akhir ini tidak terlepas dari dukungan dan bantuan berbagai pihak. Melalui kesempatan ini, penuli ingin menyampaikan terimakasih kepada pihak-pihak yang telh banyak membantu dalam penyelesaian tugas akhir ini antara lain :

1. Bapak Ir. Denny M.E. Soedjono, MT selaku Dosen Pembimbing Tugas Akhir yang banyak memberikan ilmu yang bermanfaat, saran, dan masukan dalam penyelesaian Tugas Akhir ini.
2. Bapak Ir. Suhariyanto, MT, selaku Ketua Jurusan D3 Teknik Mesin. Terimakasih atas segala bantuan dan motivasinya.
3. Ibu Liza Rusdiyana, ST, MT selaku coordinator tugas akhir program studi D3 Teknik Mein.
4. Seluruh dosen dan karyawan Jurusan D3 Teknik Mesin ITS.
5. Ibu D. Karimah dan Bapak Rijanto orang tua penulis serta saudara kandung penulis, Tesar Pratama dan Pangki Ferdianyah yang tak pernah berhenti berdoa, dan selalu memberikan dukungan serta nasihat agar berusaha dan pantang menyerah. Terimakasih atas inspirasi dan kasih sayang yang selalu diberikan demi kesuksesan penulis.
6. Bapak Kurniawan, Bapak Lutfi, Bapak Putu, Bapak Syarif, Bapak Ade dll. Yang tidak dapat saya sebutkan satu per satu, saya ucapkan terimakasih atas informasi, ilmu dan waktu yang diberikan selama di PLTU PT. PJB UP Gresik.
7. Atika Marilda Fauziyyah sebagai *partner* dalam Menyelesaikan Tugas Akhir ini.
8. Terimakasih kepada Amalia Ambani yang telah mendukung dan memberikan do'a selama ini.

9. Teman-Teman Laboratorium Teknik Pendingin dan Pengkondisian udara. Terimakasih atas kerjasama dan bantuan yang sangat berharga.
10. Teman-Teman D3 Teknik Mesin angkatan 2012, yang telah menemani selama tiga tahun terimakasih atas segalanya.
11. Sahabat-sahabat penulis, Robith, Angga, Naura, Sefira, Rana, Esti yang telah membantu dan memberikan dukungan serta masukan.
12. Seluruh Civitas Akademik D3 Teknik Mesin ITS.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penyusunan tugas akhir ini. Oleh karena itu, penulis mengharapkan saran dan masukan dari semua pihak. Semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat dan sumbangsih bagi perkembangan ilmu pengetahuan.

DAFTAR ISI

Halaman Judul	
Lembar Pengesahan	
Abstrak.....	i
Kata Pengantar.....	v
Daftar Isi.....	vii
Daftar Gambar.....	xi
Daftar Tabel.....	xiii

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Perumusan Masalah.....	1
1.3 Tujuan Penelitian.....	2
1.4 Manfaat Penelitian.....	2
1.5 Batasan Masalah.....	2
1.6 Sistematika Penulisan.....	3

BAB II DASAR TEORI

2.1 Tinjauan Pustaka	5
2.1.1 Gambaran Umum Kondensor.....	5
2.1.2 Pengertian Kondensor	6
2.1.3 Klasifikasi Jenis Kondensor.....	6
2.1.4 Zona Kondensasi	10
2.2 Analisis Termodinamika	11
2.2.1 Hukum Kekekalan Massa.....	12
2.3 Energi Konsederasi.....	14
2.3.1 Energy Balance.....	14
2.3.2 Perpindahan Panas.....	16
2.3.2.1 Perpindahan Panas Konduksi	17
2.3.2.2 Perpindahan Panas Konveksi	17
2.3.2.3 Perpindahan Panas Radiasi	18
2.3.2.4 Perpindahan Panas Akibat Aliran Fluida di Luar Pipa.....	19
2.3.2.5 Koefisien Perpindahan Panas Kondensasi	22
2.3.2.6 Temperatur Dinding Pipa	24

2.3.2.7 Perpindahan Panas Akibat Aliran Fluida di dalam Pipa	25
2.3.2.8 <i>Overall Heat Transfer Coefficient</i>	26
2.3.2.9 Log Mean Temperature Difference	27
2.3.2.10 Metode NTU (Number of Transfer Unit)	30
BAB III METODOLOGI	
3.1 Studi Literatur.	33
3.2 Pengambilan Data dan Survei Lapangan.	33
3.3 Flow Chart Metodologi Penyusunan Tugas Akhir.	34
3.4 Perhitungan <i>Mass Flow Rate Sea Water and Steam</i>	34
3.4.1 Flow Chart Perhitungan <i>Mass Flow Rate Sea Water and Steam</i>	35
3.5 Analisis Perpindahan Panas	37
3.5.1 ΔT_{LM} di setiap zona	37
3.5.1.1 Flow Chart ΔT_{LM} di setiap zona	37
3.5.2 Perpindahan Panas Pada Sisi Tube	38
3.5.2.1 Flow Chart Perhitungan Perpindahan Panas di dalam <i>Tube</i>	38
3.6 Perpindahan Panas Pada Sisi Shell	39
3.6.1 Zona <i>Desuperheat dan Subcooling</i>	39
3.6.1.1 Laju Perpindahan Panas pada Zona <i>Desuperheating dan Subcooling</i>	39
3.6.2 Zona Condensing	42
3.6.2.1 Flow Chart Perhitungan Perpindahan Panas di luar <i>Tube</i>	42
3.7 Laju Perpindahan Panas dan <i>Overall Heat Transfer Coefficient</i> Total	44
3.8 Efektivitas Kondensor	45
3.8.1. Flow Chart Perhitungan Perpindahan panas dan <i>Overall Heat Transfer Coefficient</i> Total dan Efektivitas	45
BAB IV ANALISIS DATA DAN PERHITUNGAN	
4.1 Data Spesifikasi dan Data Aktual Pada Kondensor Unit 3	45
4.2 Perhitungan <i>Mass Flow Rate Sea Water and Steam</i>	48

4.3 Analisis Perpindahan Panas.....	50
4.3.1 Metode LMTD (<i>Log Mean Temperature Deifference</i>).....	52
4.3.2 Perpindahan Panas di Dalam <i>Tube</i>	54
4.3.3 Perpindahan Panas di Luar <i>Tube</i>	55
4.3.4 Laju Perpindahan Panas Total	66
4.3.5 <i>Overall Heat Transfer</i> Total	66
4.4 Perhitungan dengan Metode <i>Number of Transfer Unit (NTU) – Effectiveness (ε)</i>	67
4.4.1 Perhitungan <i>Heat Capacit</i>	67
4.2.2 Perhitungan <i>Effectiveness – NTU</i>	67
BAB V PENUTUP	
5.1 Kesimpulan.....	69
5.2 Saran.....	69
DAFTAR PUSTAKA	
LAMPIRAN	

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 <i>Constants for the tube bank in cross flow</i>	21
Tabel 4.1 <i>Thermal Calculation Sheet Determination for Condenser Surface Area</i>	47
Tabel 4.2 Data Aktual Kondensor bulan Juni (pada tanggal 30 Mei 2014 sampai 1 Juli 2014)	48

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Siklus PLTU Sederhana	6
Gambar 2.2 <i>Spray Condensor</i>	7
Gambar 2.3 Jet Surface Condensor	8
Gambar 2.4 Bagian-bagian Surface Condensor	9
Gambar 2.5 Zona Kondensasi	10
Gambar 2.6 Siklus PLTU	11
Gambar 2.7 Control Volume pada Kondensor	12
Gambar 2.8 Konservasi Energi pada Volume Atur	14
Gambar 2.9 Aliran Fluida melintasi (a) <i>Aligned Tube</i> dan (b) <i>Staggered Tube</i>	19
Gambar 2.10 Susunan Tube (a) <i>Aligned</i> (b) <i>Stageered</i>	20
Gambar 2.11 Film Condensation in Radial System	22
Gambar 2.12 Distribusi Temperatur Dinding Pipa.....	25
Gambar 2.13 Aliran Paralel.....	28
Gambar 2.14 Counter Flow	29
Gambar 3.1 Flow Chart Penyusunan Tugas Akhir.	34
Gambar 3.2 Flow Chart Perhitungan <i>Mass Flow Rate</i> <i>Sea Water and Steam</i>	36
Gambar 3.3 Flow Chart ΔT_{LM} di setiap zona	37
Gambar 3.4 Flow Chart Perpindahan Panas pada Tube	39
Gambar 3.5 Flow Chart laju perpindahan panas pada zona <i>desuperheating</i> dan <i>subcooling</i>	41
Gambar 3.6 Flow Chart laju perpindahan panas pada zona <i>Condensing</i>	44
Gambar 3.7 Flow Chart Perhitungan Perpindahan Panas dan <i>Overall Heat Transfer Coefficient</i> Total dan Effektivitas.....	46
Gambar 4.1. Distribusi Temperatur.....	51
Gambar 4.1 Faktor koresi cross flow	53
Gambar. 4.3 Susunan <i>Tube Staggered</i>	56

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Semakin meningkatnya jumlah penduduk Indonesia, semakin meningkat pula kebutuhan energi listrik. Salah satu agar energi listrik dapat terpenuhi adalah mengoptimalkan produksi listrik dari unit pembangkit yang ada di Indonesia yaitu PT. PLN Persero. PT. PLN (Persero) adalah salah satu perusahaan Badan Usaha Milik Negara (BUMN) yang dikelola sepenuhnya oleh pemerintah. PT. PLN Persero merupakan induk dari Indonesia Power dan Pembangkit Jawa Bali (PT. PJB). PT PJB mempunyai peran penting untuk memproduksi energi listrik Jawa Bali. Dalam Tugas Akhir ini akan membahas mengenai *Power Plant* pada PT. PJB utamanya Kondensor PLTU Gresik.

Kondensor adalah salah satu jenis mesin penukar kalor (*heat exchanger*) yang berfungsi untuk mengkondensasikan fluida kerja. Pada sistem tenaga uap, fungsi utama kondensor adalah untuk mengubah *steam* menjadi cairan sehingga dapat dipompakan kembali ke *boiler*. Uap yang berasal dari turbin mengalir di luar pipa-pipa sedangkan air pendingin mengalir melalui bagian dalam pipa. Air pendingin ini berasal dari air laut. Pada PLTU PT. PJB UP Gresik menggunakan kondensor tipe surface dengan bahan *tube* titanium. Material ini digunakan di kondensor unit 3, dengan alasan material lebih kuat dari aluminium brass (material sebelumnya), sehingga meningkatkan efisiensi dari kondensor.

Dengan peranan kondensor yang sangat penting terhadap efisiensi unit, maka Tugas Akhir ini akan menganalisa laju perpindahan panas dan efektifitas kondensor unit 3 PLTU PT. PJB UP Gresik.

1.2 Perumusan Masalah

Kondensor adalah salah satu komponen utama yang mempengaruhi siklus rankine dan kondensor juga adalah losses terbesar pada siklus rankine. Apabila kondensor digunakan bertahun-tahun, maka akan mengalami kerusakan yang membuat

heat transfer-nya mengalami penurunan. Dengan demikian perlu dilakukan analisis perpindahan panas agar mengetahui seberapa besar laju perpindahan panas dan efektivitasnya. Diantara hal-hal yang perlu diperhitungkan, yaitu besarnya luas bidang perpindahan panas efektif, dan jumlah serta susunan tube. Metode analisa yang akan dilakukan yaitu dengan menggunakan metode LMTD dan NTU (*Number of Transfer Unit*), mencari *overall heat transfer coefficient* (U), menghitung *Reynolds Number* dan *Nusselt Number* serta keetimbangan energy untuk control volume.

1.3 Tujuan Penelitian

Adapun tujuan penulis dari tugas akhir ini :

1. Mengetahui performa kondensor Unit 3 PLTU PT. PJB UP Gresik, diantaranya :
 - Mengetahui laju perpindahan panas
 - Mengetahui efektivitas

1.4 Manfaat Penelitian

Manfaat penulisan tugas akhir ini yaitu :

1. Perusahaan mengetahui laju perpindahan panas dan efektivitas kondensor selama bulan juni.
2. Sebagai referensi untuk penelitian selanjutnya yang berkaitan dengan perpindahan panas pada kondensor di PT. PJB UP Gresik.

1.5 Batasan Masalah

Agar pembahasan tidak terlalu meluas, penulis merasa perlu memberikan batasan permasalahan sebagai berikut :

1. Kondisi aliran di dalam dan di luar tube *steady state* dan *steady flow*.
2. Aliran di dalam tube *fully developed*.
3. Perubahan energi kinetik dan potensial diabaikan.
4. Perpindahan panas terjadi secara konveksi dan konduksi dengan mengabaikan perpindahan panas secara radiasi.
5. Hanya menganalisis perpindahan panas dari steam exhaust turbine, sementara kalor dari komponen lain yang terdapat pada kondensor diabaikan.
6. Menganalisis pada zona kondensing.
7. Head losses di dalam dan di luar tube diabaikan.

1.6 Sistematika Penulisan

Agar alur pemikiran penulis dapat diikuti dan dipahami secara utuh maka laporan tugas akhir ini disusun berdasarkan sistematika penulisan yang bersifat umum adalah sebagai berikut :

BAB I : Pendahuluan

Pada bab ini akan dibahas tentang latar belakang, rumusan masalah, batasan masalah, tujuan, manfaat, sistematika penulisan.

BAB II : Dasar Teori

Pada bab ini membahas mengenai teori-teori yang berkaitan dengan pembahasan kondensor beserta perumusannya. Dalam dasar teori berasal dari sumber atau pun literatur yang digunakan selama perhitungan perpindahan panas.

BAB III : Metodologi

Pada bab ini akan dibahas mengenai metode penulisan tugas akhir. Metode ini dapat berupa cara mencari data hingga flow chart perhitungan.

BAB IV : Analisis dan Perhitungan

Pada bab ini akan diulas mengenai cara-cara perhitungan laju perpindahan panas dan efektifitas kondensor dari data aktual.

BAB V : Kesimpulan

Pada bab ini berisi tentang kesimpulan terhadap laju perpindahan panas dan efektifitas pada kondensor berdasarkan hasil ulasan pada bab IV. Setelah itu akan berisi saran dan penutup dari tugas akhir ini.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB II

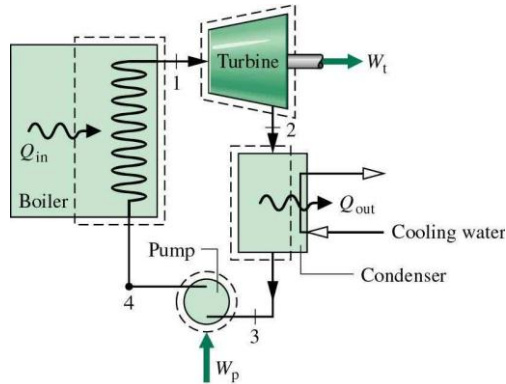
DASAR TEORI

2.1. Tjauan Pustaka

2.1.1 Gambaran Umum PLTU

Pembangkit listrik tenaga uap (PLTU) adalah pembangkit tenaga listrik yang dihasilkan dari daya yang dibangkitkan oleh Sistem Turbin Uap. PLTU memiliki 4 komponen utama yaitu boiler berfungsi memanaskan air sampai menjadi uap, turbin yang mengkonversikan energi uap panas menjadi energi mekanik untuk memutar generator, kondensor berfungsi mengkondensasi uap agar menjadi cair kembali, dan pompa berfungsi menaikkan tekanan. Hubungan antara 4 komponen di atas dapat dilihat pada gambar berikut :

Proses pembakaran PLTU terjadi pada ruang bakar boiler. Uap yang dihasilkan dari proses pembakaran di boiler tersebut digunakan untuk memutar turbin uap yang seporos dengan generator. Uap tersebut digunakan untuk mengekspansi sudu-sudu turbin yang selanjutnya digunakan media pendingin air laut di dalam kondensor untuk dikondensasikan. Setelah itu uap tersebut dipompakan ke dalam boiler untuk dipanaskan kembali agar menjadi uap yang bertekanan. Karena turbin uap dikopel dengan generator, maka rotor generator juga ikut berputar, dan setelah dimasukkan arus penguat medan magnet pada rotor generator maka generator akan membangkitkan energi listrik yang disalurkan melalui trafo utama. Setelah melalui tahapan tertentu (sinkronisasi dan pembebanan), energi listrik tersebut dapat didistribusikan ke konsumen –konsumen.



Gambar 2.1 Siklus PLTU Sederhana
(reference 5, page 327)

2.1.2 Pengertian Kondensor

Kondensor merupakan heat exchanger yang berfungsi untuk mengkondensasikan fluida kerja. Menurut konstruksinya Di dalam kondensor terdapat pipa-pipa yang disusun sedemikian rupa dan dialiri air laut sebagai pendingin serta ruangan hampa sebagai proses lajunya uap jenuh dari turbin. Karena uap jenuh bersinggungan dengan pipa-pipa dingin yang berisi air laut maka akan terjadi proses kondensasi sehingga hasil dari kondensasi tersebut dinamakan air kondensasi.

Kondensor juga digunakan untuk menciptakan tekanan yang rendah pada *exhaust turbine*. Dengan tekanan yang rendah, maka uap jenuh dari *exhaust turbine* akan bergerak dengan mudah menuju kondensor. Laju perpindahan panas pada kondensor merupakan kalor lepas pada sebuah siklus rankine.

2.1.3 Klasifikasi Jenis Kondensor

Menurut jenisnya, kondensor dibagi menjadi dua, yaitu:

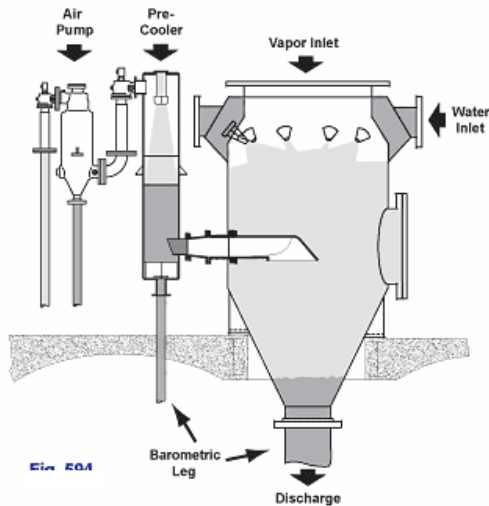
1. Direct Contact Condensor

Kondensor jenis ini digunakan dalam hal-hal yang khusus, misalnya bila menggunakan cooling tower kering dalam instalasi daya *gheothermal* dan digunakan pada instalasi pembangkit daya yang digunakan menggunakan beda suhu air samudera (OTEC). Kondensor kontak langsung modern adalah

jenis semprot dan yang lebih awal adalah jenis barometric atau jenis jet.

a. *Spray Condensor*

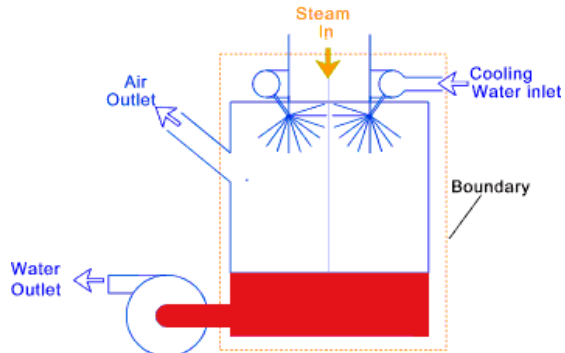
Sesuai dengan namanya, kondensor ini mengkondensasi uap dengan mencampurnya langsung dengan uap air pendingin. Cara kerja kondensor semprot ini adalah dengan menyemprotkan uap.



Gambar 2.2 *Spray Condensor*

b. *Barometrick and Jet Surface Condensor*

Kondensor jenis ini prinsipnya sama dengan kondensor semprot. Hanya saja kondensor ini tidak menggunakan pompa. Vakum di dalam kondensor ini didapat oleh tinggi tekan statik dalam kondensor barometrik, atau oleh diffuser seperti pada jenis kondensor jet.



Gambar 2.3 Jet Surface Condensor

2. Surface Condenser

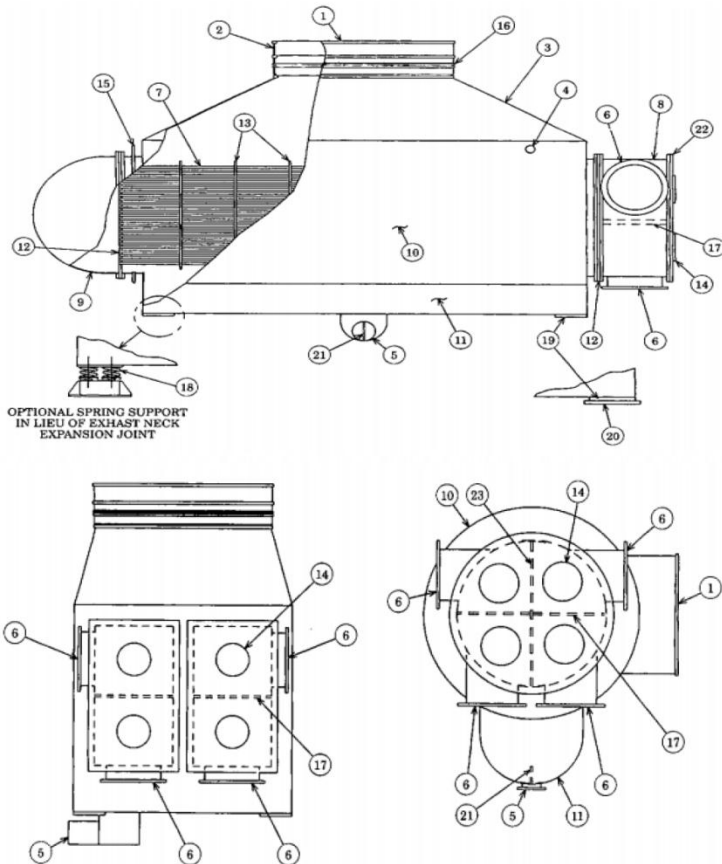
Surface condenser merupakan jenis kondensor yang digunakan dalam pembahasan tugas akhir ini. Jenis kondensor ini merupakan *heat exchanger* tipe *shell and tube* dimana mekanisme perpindahan panas utamanya adalah kondensasi saturasi uap pada sisi *shell* dan pemanasan secara konveksi paksa dari air yang bersirkulasi di dalam tube. Prinsip kerja *surface condenser* adalah *steam* masuk ke dalam *shell* kondensor melalui *steam inlet connection* pada bagian atas kondensor. *Steam* kemudian bersinggungan dengan *tube* kondensor yang bertemperatur rendah sehingga temperatur *steam* turun dan terkondensasi, menghasilkan kondensat yang terkumpul pada *hotwell*.

Temperatur rendah pada *tube* dijaga dengan cara mensirkulasikan air yang menyerap kalor dari *steam* pada proses kondensasi. Kalor yang dimaksud disini disebut kalor laten penguapan dan terkadang disebut juga kalor kondensasi (*heat of condensation*) dalam lingkup bahasan kondensor. Kondensat yang terkumpul di *hotwell* kemudian dipindahkan dari kondensor dengan menggunakan pompa kondensat ke *exhaust* kondensat.

Ketika meninggalkan kondensor, hampir keseluruhan *steam* telah terkondensasi kecuali bagian yang jenuh dari udara yang ada di dalam sistem. Udara yang ada di dalam sistem secara umum timbul akibat adanya kebocoran pada perpipaan, *shaft seal*, katup-katup, dan sebagainya. Udara ini masuk ke dalam kondensor bersama dengan *steam*. Udara dijenuhkan oleh uap air, kemudian melewati *air cooling section* dimana campuran antara

uap dan udara didinginkan, untuk selanjutnya dibuang dari kondensor dengan menggunakan *air ejectors* yang berfungsi untuk mempertahankan tekanan vakum di kondensor.

Untuk menghilangkan udara yang terlarut dalam kondensat akibat adanya udara di kondensor, dilakukan *de-aeration*. *Deaeration* dilakukan di kondensor dengan memanaskan kondensat dengan *steam* agar udara yang terlarut pada kondensat akan menguap.

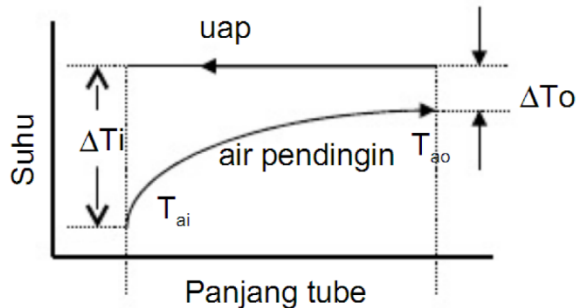


Gambar 2.4 Bagian-bagian Surface Condensor
(Rental Operation PLTU PT. PJB UP. Gresik)

Keterangan gambar:

- | | |
|---|-------------------------------------|
| 1. <i>Steam inlet connection</i> | 7. <i>Tubes</i> |
| 2. <i>Extension neck</i> | 8. <i>Inlet-outlet water box</i> |
| 3. <i>Transition piece</i> | 9. <i>Return water box</i> |
| 4. <i>Vent outlet connection</i> | 10. <i>Shell</i> |
| 5. <i>Condensate outlet Connection</i> | 11. <i>Hotwell</i> |
| 6. <i>Circulating water inlet or outlet</i> | 12. <i>Tube sheets</i> |
| 14. <i>Access or inspection opening</i> | 13. <i>Tube support plates</i> |
| 15. <i>Shell expansion joint</i> | 19. <i>Support feet</i> |
| 16. <i>Exhaust neck expansion joint</i> | 20. <i>Sole plates</i> |
| 17. <i>Water box pass partition</i> | 21. <i>Anti-vortex baffle</i> |
| 18. <i>Spring support</i> | 22. <i>Water box cover plate</i> |
| | 23. <i>Water box division plate</i> |

2.1.4 Zona Kondensasi



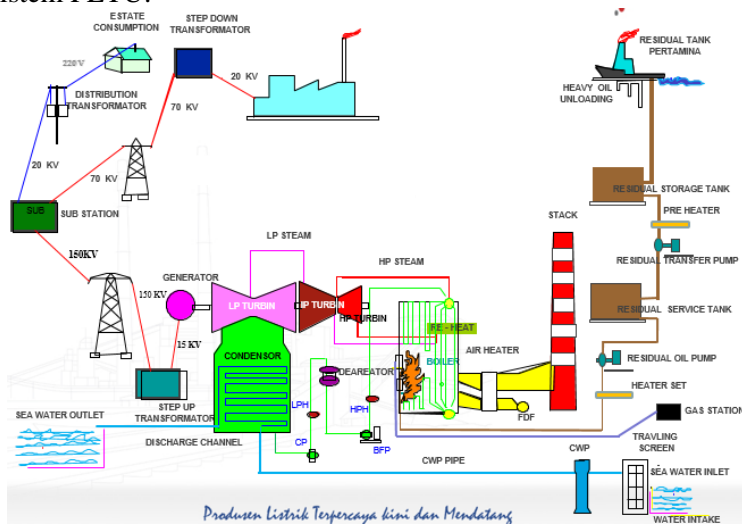
Gambar 2.5 Zona Kondensasi

Proses kondensasi berlangsung jika uap jenuh bersinggungan dengan permukaan yang suhunya lebih rendah. Pada kondensor, *steam* yang masuk ke dalam kondensor setelah keluar dari *low pressure turbine* telah berupa uap jenuh. Di dalam kondensor, *steam* dikondensasikan hingga keadaannya *saturated liquid*. Zat cair hasil kondensasi akan mengumpul pada permukaan-permukaan *tube* dan jatuh karena adanya gravitasi ataupun karena terseret oleh pergerakan uap. Cara yang paling

umum adalah kondensasi film yang bercirikan adanya film zat cair yang tipis dan terbentuk di seluruh permukaan. Dalam proses kondensasi ini, kalor yang dilepas oleh *steam* tidak membuat temperaturnya berubah, tetapi terjadi perubahan fase (kalor laten). Sedangkan kalor yang diterima oleh air pendingin mengalami perubahan temperatur tanpa terjadi perubahan fase (kalor sensible).

2.2 Analisis Termodinamika

Komponen-komponen utama pada instalasi pembangkit listrik tenaga uap dapat disederhanakan seperti pada siklus rankine berikut ini, pada gambar 2.4 yang merupakan suatu siklus termodinamika yang menggambarkan konversi energi pada sistem PLTU.

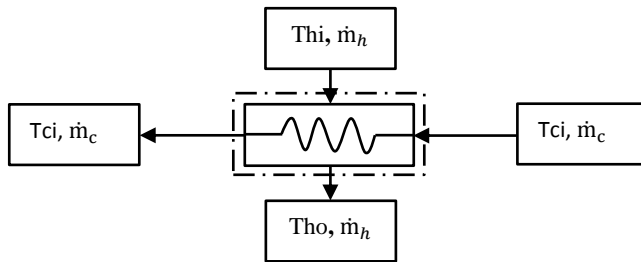


Gambar 2.6 Siklus PLTU
(Rental Operation PLTU PT. PJB UP. Gresik)

Dari komponen-komponen utama yang ada dalam sistem PLTU, kondensor yang akan dianalisis. *Control volume* pada kondensor data ditunjukkan pada gambar 2.5. pada bagian inlet steam kondensor mengalir fluida berupa uap dari LP (*low pressure turbine*) dan keluar pada sisi outlet steam kondensor

berupa cair. Pada bagian *inlet sea water* mengalir fluida berupa air yang mengalir di dalam tube dan keluar pada sisi *outlet sea water* berupa cair yang bertemperatur lebih tinggi dari sisi *inlet sea water*. Maka didapatkan kesetimbangan energi yang terjadi pada kondensor.

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{hot}} &= Q_{\text{cold}} \\
 \dot{m}_h \times h_{fg} &= \dot{m}_c \times C_p \times \Delta T \\
 \dot{m}_h \times (h_g - h_f) &= \dot{m}_c \times C_p \times (T_{c_o} - T_{c_i}) \dots \dots \dots (2.1)
 \end{aligned}$$



Gambar 2.7 Control Volume pada Kondensor

2.2.1 Hukum Kekekalan Massa

Dalam suatu sistem pembangkit, tentunya memiliki komponen utama yang sangat kompleks apabila dilakukan analisis yang mendetail pada suatu massa yang teridentifikasi. Namun pada umumnya untuk mempermudah analisis, difokuskan pada suatu volume yang tetap di suatu ruang, dimana terdapat aliran fluida yang melaluinya. Analisis yang demikian disebut pendekatan sistem volume tetap (*control volume*).

Prinsip dari Hukum Kekekalan massa pada suatu control volume yaitu perubahan waktu dari massa yang terkandung dalam suatu control volume sama dengan perubahan waktu dari aliran massa yang masuk pada waktu (t) dikurangi perubahan waktu dari aliran massa yang keluar pada waktu (t).

$$\frac{dm_{cv}}{dt} = \dot{m}_i - \dot{m}_e \dots \dots \dots (2.2)$$

Keterangan :

$$\frac{dm_{cv}}{dt} = \text{perubahan laju aliran massa per satuan waktu (kg/s)}$$

\dot{m}_i = laju aliran massa yang masuk (kg/s)

\dot{m}_e = laju aliran massa yang keluar (kg/s)

Kondisi steady merupakan kondisi ideal dimana semua sifat tidak berubah seiring dengan berjalannya waktu. Untuk mempermudah perhitungan diasumsikan bahwa control volume dalam keadaan steady. Salah satu kondisi yang steady ini meliputi aliran massa, sehingga sesuai dengan hukum kekekalan massa $\frac{dm}{dt}$ dimana = 0 maka persamaannya menjadi:

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \dots\dots\dots (2.3)$$

merupakan sisi masuk dan *out* merupakan sisi keluar. Dari Persamaan di atas dapat disimpulkan bahwa :

$$\dot{m}_i = \dot{m}_e = \dot{m} \dots\dots\dots (2.4)$$

(Reference 2, page 740)

Mass flow rate (\dot{m}) yang masuk dan keluar pada suatu *control volume* dapat menghasilkan *properties* di daerah tertentu dengan memperhatikan banyaknya fluida yang mengalir dengan kecepatan relatif (V_n) sepanjang luasan area (dA) pada interval waktu tertentu. Apabila dikalikan dengan density (ρ) maka akan memberikan hasil berupa sejumlah massa melewati luasan tertentu (Δt).

$$\dot{m}\Delta t = \rho (V_n \Delta t) dA \dots\dots\dots (2.5)$$

Keterangan :

\dot{m} = laju aliran massa (kg/s)

Δt = perubahan waktu (s)

ρ = massa jenis aliran (kg/m³)

V_n = kecepatan relatif aliran (m/s)

dA = luasan (m²)

Jika dibagi dengan Δt dan mengambil harga limitnya dengan Δt mendekati nol, maka laju aliran massa sesaat yang melintasi luasan dA adalah

$$mdA \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \left(\frac{\Delta m}{\Delta t} \right) = \rho V_n dA \dots\dots\dots (2.6)$$

Persamaan di atas dapat diaplikasikan pada sisi masuk dan sisi keluar untuk menghitung besarnya laju aliran massa yang memasuki dan keluar dari volume atur.

2.3 Energi Konsiderasi

2.3.1 Energi Balance

Perpindahan panas adalah perpindahan energi panas/kalor sebagai akibat adanya perbedaan temperatur. Pada suatu *control volume* keluar masuknya energi dan materi. Pada sistem tertutup, hanya terdapat dua energi yang keluar masuknya energi dan materi. Pada sistem tertutup, hanya terdapat dua energi yang berpengaruh yaitu kalor pada suatu boundary dan kerja yang dikenakan pada control volume tersebut. Sehingga Hukum Pertama Termodinamika yaitu:

$$\Delta E_{st}^{tot} = Q - W \dots\dots\dots (2.7)$$

Keterangan :

ΔE_{st}^{tot} = perubahan pada energi total yang tersimpan di dalam sistem

Q = kalor yang dipindahkan terhadap suatu sistem

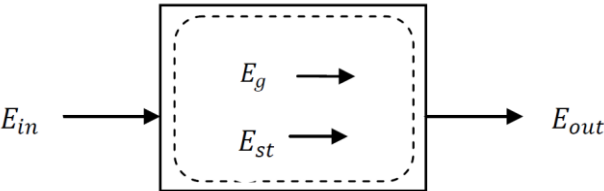
W = kerja yang dikenakan oleh sistem

Apabila persamaan di atas menjadi energi persatuan waktu, maka akan menjadi :

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} \dots\dots\dots (2.8)$$

Penjumlahan dari energi thermal dan energi mekanis tidak mampu dikonversikan, karena akan menjadi bentuk energi lain. Oleh karena itu, hukum termodinamika pertama yang sesuai untuk analisis perpindahan panas adalah:

Laju energi thermal dan energi mekanis yang disimpan dalam volume atur sama dengan Laju energi thermal dan energi mekanis yang masuk ke dalam volume atur dikurangi dengan laju thermal dan mekanis yang keluar dari volume atur dan ditambah dengan Laju energi thermal dan energi mekanis yang dibangkitkan dalam volume atur.



Gambar 2.8 Konservasi Energi pada Volume Atur

$$\Delta E_{st} = E_{in} - E_{out} + E_g \dots\dots\dots (2.9)$$

Identifikasi energi pada gambar 2.7 ini terdiri dari energi masuk (E_{in}) dan energi keluar (E_{out}) dari volume aur serta energi yang dibangkitkan (E_g) dan energi yang tersimpan (E_{st}) di dalam volume atur.

Hukum pertama termodinamika merupakan energi total yang terdiri dari energi kinetik ($KE = \frac{1}{2}mV^2$), energi potensial ($PE = mgz$), dan energi dalam (U). Dalam mempelajari perpindahan panas, energi dalam dapat dibagi menjadi energi thermal dan energi mekanis. Sehingga persamaan menjadi :

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W} + \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i\right) - \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e\right) \dots (2.10)$$

Karena kerja selalu dilakukan oleh suatu volume atur, maka \dot{W} dapat dipisahkan menjadi dua, yaitu kerja yang berhubungan dengan tekanan fluida, sedangkan yang kedua dinyatakan dalam \dot{W}_{cv} termasuk semua pengaruh kerja lainnya. Sementara laju perpindahan energi melalui kerja dapat dinyatakan sebagai perkalian antara gaya dengan kecepatan titik dimana gaya tersebut bekerja. Dengan demikian, maka laju dimana kerja dilakukan pada sisi keluar oleh gaya normal yang disebabkan oleh tekanan adalah perkalian antara gaya normal tersebut pA dengan kecepatan aliran fluida V .

$$\dot{W} = \dot{W}_{cv} + p \times A \times V \dots\dots\dots (2.11)$$

Dengan $AV = \dot{m}v$, maka persamaan 2.10 dapat ditulis

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \dot{m} \left(u_t + pv + \frac{V^2}{2} + gz \right)_{in} - \left(u_t + pv + \frac{V^2}{2} + gz \right)_{out} \dots\dots\dots (2.12)$$

Penjumlahan dari energi dalam dan pv per satuan massa dapat diganti oleh enthalpy per satuan massa

$$h = u_t + pv \dots\dots\dots (2.13)$$

Keterangan :

- u_t = energi dalam (kJ/kg)
- p = tekanan (N/m²)
- v = volume spesifik (m³/kg)
- V = kecepatan (m/s)
- G = percepatan gravitasi (m/s²)

- z = ketinggian (m)
 \dot{Q} = kalor yang dipindahkan per satuan waktu (kW)
 \dot{W} = kerja yang dikenakan per satuan waktu (kW)
 h = enthalpy (kJ/kg)

Pada umumnya pada sistem terbuka, perubahan kalor laten antara aliran masuk dan keluar dapat diabaikan, jadi energi thermal berkurang hanya pada komponen sensible. Jika fluida mendekati keadaan gas ideal dengan *constant specific heats* (C_p), perbedaan enthalpy per satuan massa antara aliran masuk dan keluar dapat ditulis:

$$(h_{in} - h_{out}) = C_p \times (T_{out} - T_{in}) \dots\dots\dots (2.14)$$

Dengan asumsi *steady state*, maka tidak ada perubahan panas energi laten dan tidak \dot{W}_{cv} ada ataupun *mechanical energy*, serta $\dot{m}_i = \dot{m}_e = \dot{m}$ sehingga persamaan (2.14) dapat ditulis menjadi

$$\dot{Q} = \dot{m} \times C_p \times (T_{out} - T_{in}) \dots\dots\dots (2.15)$$

Ketrangan :

- \dot{Q} = kalor yang dipindahkan per satuan waktu (kW)
 \dot{m} = laju aliran massa (kg/s)
 C_p = Spesifik Heat (kJ/kg.K)
 T_{out} = Temeperatur keluar (K)
 T_{in} = Temeperatur masuk (K)

2.3.2 Perpindahan Panas

Perpindahan panas adalah perpindahan energi panas/kalor sebagai akibat adanya perbedaan temperatur. Perpindahan panas adalah suatu enrgi thermal yang di transferkan ke suatu ruang yang memiliki perbedaan temperatur. Perhitungan laju perpindahan panas memerlukan perhitungan total area permukaan yang dikenai panas. Oleh karena itu diperlukan data temperatur fluida yang masuk dan keluar, koefisien perpindahan panas total, laju perpindahan panas total, dan data-data lain yang mendukung. Data-data tersebut mampu dicari dengan menggunakan keseimbangan energi antara fluida panas dan fluida dingin dengan mengabaikan perpindahan panas yang terjadi ke lingkungan, perubahan energi kinetik dan potensial. Selain itu fluida dianggap *steady flow*.

2.3.2.1 Perpindahan Panas Konduksi

Perpindahan panas secara konduksi adalah perpindahan panas yang bergantung terhadap aktivitas pada level atom molekuler. Konduksi digambarkan sebagai perpindahan panas yang terjadi dari partikel yang berenergi lebih rendah dari suatu media sebagai akibat dari interaksi antar partikel tersebut.

Untuk menghitung laju perpindahan panas secara konduksi satu dimensi pada dinding datar, dikenal dengan hukum *Fourier* yaitu :

$$q_x = -kA \frac{dT}{dx} \dots\dots\dots (2.16)$$

Keterangan:

q_x = Laju Perpindahan Panas ke arah sumbu x positif(W)

K = Konduktivitas Panas (W/mK) adalah karakteristik individu material dinding

A = Luasan yang tegak lurus arah perpindahan panas(m²)

$\frac{dT}{dx}$ = Gradient Temperatur

Tanda minus merupakan konsekuensi bahwa panas berpindah dari lokasi yang bertemperatur tinggi ke yang lebih rendah.

(Reference 3, page 3)

2.3.2.2 Perpindahan Panas Konveksi

Perpindahan panas secara konveksi adalah perpindahan panas yang terjadi antara permukaan zat dengan fluida yang bergerak dimana antara keduanya terdapat perbedaan temperatur. Perpindahan panas konveksi didukung oleh gerakan acak molekuler dan gerakan makroskopik dari fluida diantara permukaan dan lapisan batas. Selain itu konveksi dikategorikan berdasarkan penyebab terjadinya aliran fluida. Jika aliran fluida disebabkan oleh faktor eksternal seperti: pompa, *fan/blower*, maka disebut konveksi paksa. Jika aliran fluida dihasilkan oleh tarikan gaya *buoyancy* yang dihasilkan oleh adanya variasi massa jenis fluida, maka disebut konveksi bebas atau alami.

Untuk menghitung laju perpindahan panas konveksi dapat menggunakan sebuah persamaan yang dikenal dengan *Newton's law of Cooling* yaitu :

$$q'' = h (T_s - T_\infty) \dots\dots\dots (2.17)$$

Keterangan :

- q = Laju Perpindahan Panas (Watt)
- h = Koefisien Konveksi (konduktansi film) (W/m³K)
- A = Luasan yang tegak lurus arah perpindahan panas(m²)
- T_s = Temperatur Permukaan Padat (K)
- T_∞ = Temperatur Rata-Rata Fluida (K)

(Reference 3, page 6)

2.3.2.3 Perpindahan Panas Radiasi

Perpindahan panas secara radiasi adalah perpindahan panas yang terjadi pada suatu permukaan material yang berbeda temperatur dimana masing-masing zat memancarkan hasil perubahan konfigurasi elektron dari atom atau molekul didalamnya. Energi yang berupa panas ini dipindahkan oleh gelombang elektromagnetik (atau foton). Jadi perpindahan panas radiasi tidak memerlukan media seperti konveksi dan konduksi. Perpindahan panas radiasi akan lebih efektif jika terjadi pada ruang vakum.

Fluks pancaran panas radiasi maksimum dari suatu permukaan dihitung berdasarkan hukum *Stefan-Boltzmann* yaitu:

$$q'' = \sigma T_s^4 \dots\dots\dots (2.18)$$

Q fluks yang dipancarkan oleh permukaan yang sebenarnya kurang dari T_s pada temperatur yang sama dengan persamaan :

$$q'' = \varepsilon \sigma T_s^4 \dots\dots\dots (2.19)$$

Dimana ε adalah properti dari permukaan yang disebut emiisivitas dengan nilai 0 ≤ ε ≤ 1.

Keterangan :

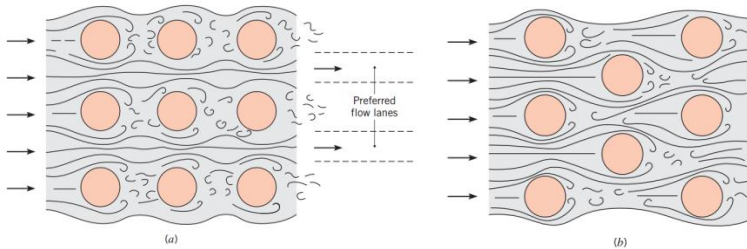
- ε = Emisifitas
- q'' = Fluks pancaran panas radiasi (W/m²)
- σ = Konstanta *Stefan-Boltzmann* (5,67x10⁻⁸ W/m²K⁴)
- T_s = Temperatur Permukaan (K)

(Reference 3, page 8)

2.3.2.4 Perpindahan Panas Akibat Aliran Fluida di Luar Pipa

a. Zona *Desuperheating* dan *Subcool*

Steam masuk ke dalam kondensor masih dalam keadaan uap. Pada keadaan ini di dalam kondensor diebut zona *desuperheat*. Setelah itu steam akan terkondensasi menjadi cair yang disebut zona *condensing*. Setelah melewati zona *condensing*, steam yang terkondensasi melewati zona cair sempurna atau zona *subcool*. Pada perpindahan panas di shell susunan *tube* sangat berpengaruh pada koefisien perpindahan panas secara konveksi. Ada dua jenis susunan *tube* pada *heat exchanger*, yaitu susunan *aligned* dan *staggered*. Susunan *tube staggered* memiliki koefisien perpindahan panas yang lebih tinggi karena bentuknya berliku-liku sehingga semakin banyak bagian *tube* yang teraliri fluida.



Gambar 2.9 Aliran Fluida melintasi (a) *Aligned Tube* dan (b) *Staggered Tube*

(Reference 3, page 470)

Jenis aliran dapat diketahui dengan mengetahui Re_D

$$Re_D = \frac{\rho \times V_{max} \times d}{\mu} \dots\dots\dots (2.20)$$

Keterangan :

- Re_D = Reynold Number
- ρ = massa jenis aliran (kg/m^3)
- V_{max} = kecepatan maksimum aliran (m/s)
- d = diameter luar pipa (m)
- μ = viskositas absolut (Ns/m^2)

Dimana V_{\max} terjadi di A1 dapat dicari dengan cara :

$$V_{\max} = \frac{S_T}{S_T - D} \times V \dots\dots\dots (2.21)$$

Dengan syarat $\rightarrow 2(S_D - D) < (S_T - D)$

Jika V_{\max} terjadi di A2 :

$$V_{\max} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} \times V \dots\dots\dots (2.22)$$

Dengan syarat $(S_D = \left[S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2} \right)^2 \right]^{1/2} < \frac{S_T + D}{2}$

Untuk mencari kecepatan (V)

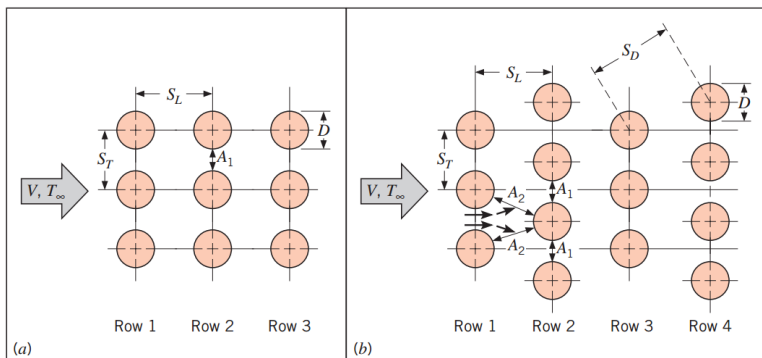
$$\dot{m} = \rho \times V \times A$$

$$\dot{m} = \rho \times V \times (N_T S_T L)$$

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho (N_T S_T L)} \dots\dots\dots (2.23)$$

(Reference 1, page 392)

Sedangkan syarat-syarat tersebut dapat dilihat pada susunan tube berikut :



Gamabar 2.10 Susunan Tube (a) Aligned (b) Staggered

(Reference 3, page 469)

Setelah menemukan harga R_{eD} maka dapat diketahui *prandtl number* , sehingga mampu menghitung *nusselt number*.

$$Nu_D = C_1 Re_D^{\frac{m}{D}} P_r^{0,36} \left(\frac{P_r}{P_{rs}} \right)^{1/4} \dots\dots\dots (2.24)$$

Keterangan :

Nu_D = nusselt number

P_r = prandtl number

P_{rs} = prandtl number pada bagian surface

Dengan syarat $\left[\begin{array}{c} N_L > 20 \\ 0,7 < P_r < 500 \\ 1000 < Re_{D \max} < 2 \times 10^6 \end{array} \right]$

Atau $Nu_D = 1,33 C_1 Re_{D \max}^m P_r^{1/3} \dots\dots\dots (2.25)$
(Reference 3, page 469)

Dimana harga C_1 dan m dapat dilihat dari tabel dibawah ini :

Tabel 2.1 *Constants for the tube bank in cross flow* (Reference 3, page 470)

Configuration	$Re_{D, \max}$	C_1	m
Aligned	$10-10^2$	0.80	0.40
Staggered	$10-10^2$	0.90	0.40
Aligned	10^2-10^3	Approximate as a single (isolated) cylinder	
Staggered	10^2-10^3		
Aligned ($S_T/S_L > 0.7$) ^a	$10^3-2 \times 10^5$	0.27	0.63
Staggered ($S_T/S_L < 2$)	$10^3-2 \times 10^5$	$0.35(S_T/S_L)^{1/5}$	0.60
Staggered ($S_T/S_L > 2$)	$10^3-2 \times 10^5$	0.40	0.60
Aligned	$2 \times 10^5-2 \times 10^6$	0.021	0.84
Staggered	$2 \times 10^5-2 \times 10^6$	0.022	0.84

^aFor $S_T/S_L < 0.7$, heat transfer is inefficient and aligned tubes should not be used.

Setelah itu dapat dihitung nilai koefisien konveksi perpindahan panasnya yaitu :

$$h_o = \frac{Nu_D \times k}{D} \dots\dots\dots (2.26)$$

Keterangan:

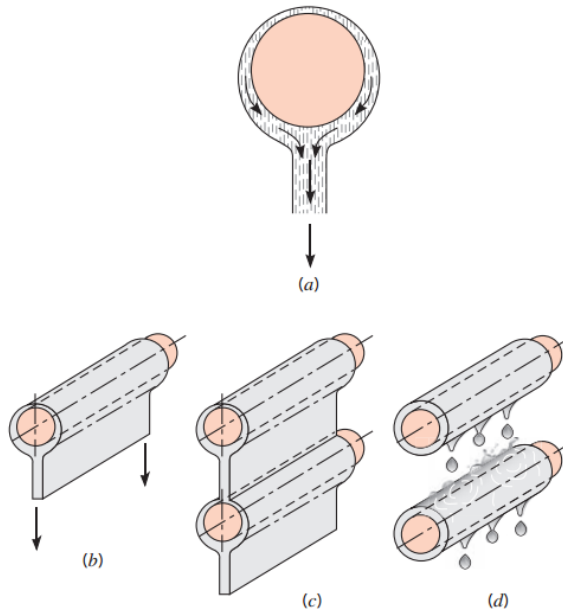
h_o = koefisien konveksi (W/m²K)

k = konduktivitas thermal (W/mK)

D = diameter pipa (m)

2.3.2.5 Koefisien Perpindahan Panas Kondensasi

Zona condensing merupakan daerah yang terdapat di dalam kondensor, daerah ini merupakan tempat terjadinya perubahan fase dari uap jenuh ke cair jenuh. Perpindahan panas pada daerah condensing dapat dianalisis berdasarkan lapisan kondensasi pada sistem radial pada horizontal *tube*.



Gambar 2.11 Film Condensation in Radial System
(Reference 3, page 684)

Pada prinsipnya, kondensasi yang terjadi di dalam kondensor dibagi menjadi dua jenis, yaitu:

b. Dropwise Condensation

Pada kondensasi jenis ini, kondensat berbentuk bintik embun yang kemudian karena gaya gravitasi dan gaya beratnya sendiri, bintik embun tersebut jatuh menetes secara terus menerus. *Dropwise condensation* hanya terjadi pada permukaan yang licin.

c. *Film Condensation*

Pada kondensasi jenis ini, kondensasi berbentuk lapisan tipis yang menyelubungi dinding pipa yang semakin lama semakin tebal. Pengaruh gaya gravitasi dan gaya beratnya sendiri menyebabkan lapisan tipis tersebut jatuh kebawah berupa kondensat.

Sebenarnya pengembunan yang diharapkan terjadi pada suatu kondensor adalah jenis *dropwise condensation*. Hal ini dikarenakan dalam kondensasi *dropwise* dinding pipa tidak diselubungi oleh titik embun, sehingga uap dapat berkontak langsung dengan pipa pendingin secara kontinyu. Dengan demikian koefisien perpindahan panas yang terjadi mempunyai harga yang besar.

Akan tetapi, selama proses pengembunan berlangsung tidak dapat dipastikan secara tepat jenis kondensasi yang terjadi. Namun, hampir selalu dipastikan bahwa kondensasi yang terjadi adalah jenis *film condensation*. Hal ini disebabkan karena kondensasi tetes hanya terjadi pada permukaan yang benar-benar licin.

Koefisien perpindahan panas kondensasi film di luar pipa horizontal, dihitung dengan persamaan:

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}_D D}{k_l} = C \left(\frac{g \times \rho_l \times (\rho_l - \rho_v) \times D_o^3 \times h'_{fg}}{k_l \times \mu_l \times (T_{sat} - T_s)} \right)^{1/4} \dots\dots\dots (2.27)$$

(Reference 3, page 684)

Keterangan :

- \overline{Nu}_D = nusselt number rata-rata
- g = percepatan gravitasi (m/s^2)
- ρ_l = massa jenis air kondensat pada temperatur film (kg/m^3)
- ρ_v = massa jenis *steam* (kg/m^3)
- D_o = diameter luar (m)
- h'_{fg} = kalor laten penguapan (J/kg)
- k_l = konduktivitas thermal air kondensat pada temperatur film (W/m^2K)
- μ_l = viskositas absolute air kondensat pada temperatur film (Ns/m^2)

T_{sat} = temperatur saturasi (K)

T_s = temperatur surface (K)

Dengan $C=0,826$ untuk *sphere* dan $0,729$ untuk *tube*. Penggunaan persamaan ini, semua properties liquid didapatkan dari temperatur film $T_f = \frac{T_{sat} + T_s}{2}$, sedangkan massa jenis untuk vapor ρ_v dan kalor laten dari penguapan h_{fg} didapatkan dari T_{sat} .

Untuk *tube* yang disusun bertingkat secara horizontal tanpa fin dengan banyak *tube* adalah N , maka koefisien rata-ratanya adalah

$$\bar{h}_{D,N} = \bar{h}_{D,N} N^n \dots\dots\dots (2.28)$$

(Reference 3, page 686)

\bar{h}_D merupakan koefisien heat transfer untuk bagian atas *tube*. Analisis *Nusselt number* dapat ditingkatkan dengan menghitung ketebalan lapisan *film tube* dengan nilai $n = -1/4$ atau $n = -1/6$. Namun nilai empiris dari $n = -1/6$ lebih tepat digunakan dalam perhitungan.

Sedangkan untuk harga h'_{fg} dapat dicari dengan menggunakan *Jacob number*, yaitu :

$$\text{Jacob number (Ja)} = \frac{C_{p,f} \times (T_{sat} - T_s)}{h_{fg}} \dots\dots\dots (2.29)$$

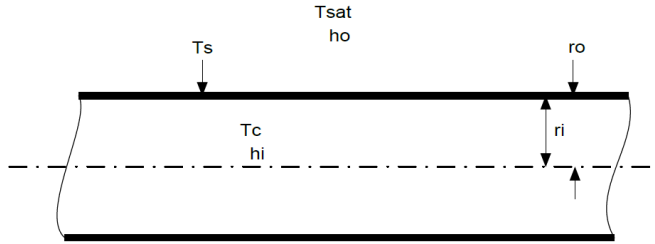
$$h'_{fg} = h_{fg} (1 + 0,68 \text{ Ja}) \dots\dots\dots (2.30)$$

(Reference 3, page 678)

2.3.2.6 Temperatur Dinding Pipa

Sebelum melakukan perhitungan koefisien perpindahan panas kondensasi, perlu diketahui terlebih dahulu temperatur dinding pipa yaitu dengan cara iterasi.

Harga koefisien perpindahan panas kondensasi dapat diketahui berdasarkan temperatur dinding perkiraan. Maka selanjutnya dilakukan perhitungan temperatur dinding pipa berdasarkan harga koefisien perpindahan panas kondensasi tadi. Kemudian harga temperatur dinding pipa hasil perhitungan dibandingkan dengan temperatur dinding pipa asumsi. Dari hasil perbandingan tersebut, didapatkan seberapa besar penyimpangan yang terjadi.



Gambar 2.12 Distribusi Temperatur Dinding Pipa

Beda temperatur yang bersilangan pada dinding pipa T_c sampai T_s diabaikan dan dianggap temperatur seluruh pipa sebagai temperatur luar dinding pipa T_{sat} .

$$q'' = \frac{\Delta t}{\sum R} = \frac{T_{sat} - T_c}{R_o + R_i} = \frac{T_s - T_c}{R_i} \dots\dots\dots (2.31)$$

$$\frac{T_{sat} - T_c}{\frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_i \frac{D_i}{D_o}}} = \frac{T_s - T_c}{\frac{1}{h_i \frac{D_i}{D_o}}} \dots\dots\dots (2.32)$$

Temperatur dinding pipa dapat dihitung dengan persamaan :

$$T_s = T_c + \frac{h_o}{h_o + h_i \frac{D_i}{D_o}} (T_{sat} - T_c) \dots\dots\dots (2.33)$$

Lambang i menunjukkan di dalam pipa dan o menunjukkan di luar pipa.

Keterangan:

- T_s = Temperatur dinding pipa (K)
- T_{sat} = Temperatur Uap Buang Turbin (K)
- T_c = Temperatur Air Pendingin (K)
- h_o = Koefisien Film Kondensasi (W/m^2K)
- h_i = Koefisien Konveksi Paksa Aliran Dalam Pipa (W/m^2K)

2.3.2.7 Perpindahan Panas Akibat Aliran Fluida di dalam Pipa

a. Aliran Laminar

Aliran ini terjadi apabila nilai $Re_D < 2300$. Paada saat aliran internal *cisrcular tube* dengan karakteristik *uniform surface het flux* dan *laminar fully develop condition*, *nusselt number* nya konstan dan tidak bergantung pada Re_D , P_r , dan *axial location*.

$$Nu_D = \frac{hD}{k} = 4,36 \text{ (q'' konstan) (2.34)}$$

$$Nu_D = \frac{hD}{k} = 3,66 \text{ (T}_s \text{ konstan) (2.35)}$$

(Reference 3, page 538-539)

b. Aliran Turbulen

Aliran ini terjadi apabila nilai $Re_D > 2300$. Untuk menghitung *nusselt number* nya dapat menggunakan persamaan *Dittus-Boelter*. Dengan adanya perbedaan temperatur T_s dan T_m menjadikan salah satu faktor proses *heating* atau *cooling*.

$$Nu_D = 0,023 Re_D^{\frac{4}{5}} Pr^n \text{ (2.36)}$$

$$\left[\begin{array}{l} 0,6 \leq Pr \leq 160 \\ Re_D \geq 10000 \\ \frac{L}{D} \geq 10 \end{array} \right]$$

Dimana $n = 0,4$ untuk proses *heating* ($T_s > T_m$) dan $n = 0,3$ untuk proses *cooling* ($T_s < T_m$).

(Reference 3, page 544)

2.3.2.8 Overall Heat Transfer Coefficient

Overall heat transfer coefficient adalah total tahanan thermal antar dua fluida yang terjadi perpindahan panas atau koefisien perpindahan panas gabungan yang meliputi seluruh koefisien yang ada mulai dari fluida dingin sampai ke fluida panas, termasuk juga adanya faktor kerak (*fouling factor*) yang mungkin terjadi setelah pesawat digunakan. Untuk *heat exchanger* tipe tubular tanpa fin, *overall heat transfer* dapat dihitung dengan menjumlahkan tahanan thermal akibat konduksi dan konveksi diantara dua fluida yang dibatasi dinding silinder. Persamaan umum untuk menghitung *overall heat transfer coefficient* adalah

$$\frac{1}{UA} = R_{tot} \text{ (2.37)}$$

Dalam permasalahan yang lebih kompleks, tahanan thermal melibatkan tahanan konveksi aliran di dalam silinder, tahanan konduksi pada material silinder, dan tahanan konveksi aliran

aliran di luar silinder, sehingga dapat ditulis dengan persamaan berikut :

$$R_{tot} = \frac{1}{h_o 2\pi r_o L} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_i 2\pi r_i L} \dots\dots\dots (2.38)$$

Dari persamaan diatas dapat didapatkan pula persamaan untuk *overall heat transfer coefficient* yaitu :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{r_o}{k} \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) + \left(\frac{r_o}{r_i}\right) \frac{1}{h_i}} \dots\dots\dots (2.39)$$

Jika memperhitungkan *fouling factor* (kerak) persamaan menjadi :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R_{f,o}'' + \frac{r_o}{k} \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) + R_{f,i}'' + \left(\frac{r_o}{r_i}\right) \frac{1}{h_i}} \dots\dots\dots (2.40)$$

Keterangan:

- U = *overall heat transfer coefficient* (W/mk)
- h_o = koefisien konveksi di luar *tube* (W/m²K)
- h_i = koefisien konveksi di dalam *tube* (W/m²K)
- r_o = jari-jari luar *tube* (m)
- r_i = jari-jari dalam *tube* (m)
- k = konduktivitas thermal (W/mk)
- R_{f,o}'' = *fouling factor* di luar *tube* (m²K/W)
- R_{f,i}'' = *fouling factor* di dalam *tube* (m²K/W)

(Reference 3, page 708)

2.3.2.9 Log Mean Temperature Difference

Metode LMTD adalah metode untuk menegetahui laju perpindahan panas dengan asumsi perpindahan panas antara pesawat dan lingkungannya diabaikan. Laju perpindahan panasnya adalah :

$$q = U \times A \times \Delta T_{LM} \dots\dots\dots (2.41)$$

(Reference 3, page 711)

- q = laju perpindahan panas (W)
- U = *overall heat transfer coefficient* (W/m²K)
- A = luasan bidang (m²)
- ΔT_{LM} = perbedaan temperatur rata-rata (K)

Dimana

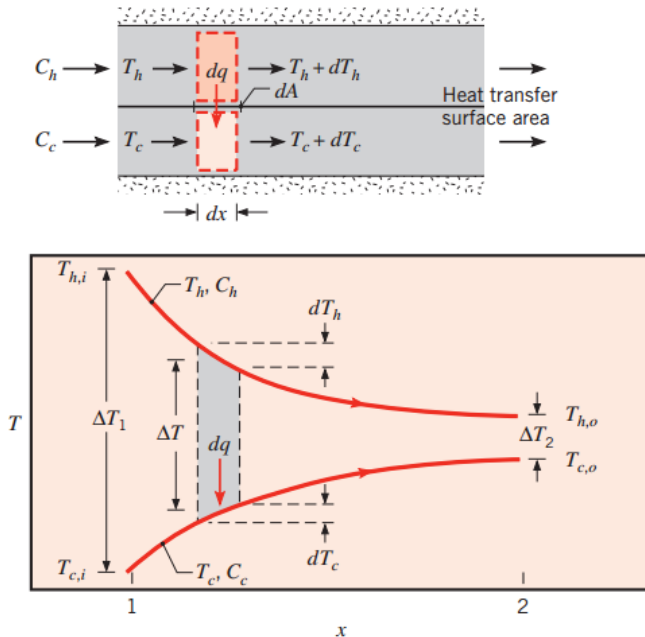
$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \dots\dots\dots (2.42)$$

(Reference 3, page 714)

Untuk menentukan LMTD, maka harus ditentukan jenis alirannya terlebih dahulu. Berdasarkan arah alirannya *heat exchanger* dikelompokkan menjadi :

a. Tipe Aliran Paralel

Distribusi temperatur yang terjadi pada *heat exchanger* aliran parallel adalah sebagai berikut :



Gambar 2.13 Aliran Paralel
(Reference 3, page 712)

Dari gambar di atas, dapat kita lihat bahwa untuk aliran parallel :

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,i} \dots\dots\dots (2.43)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,o} \dots\dots\dots (2.44)$$

Keterangan:

$T_{h,i}$ = temperatur masuk fluida panas (K)

$T_{h,o}$ = temperatur keluar fluida panas (K)

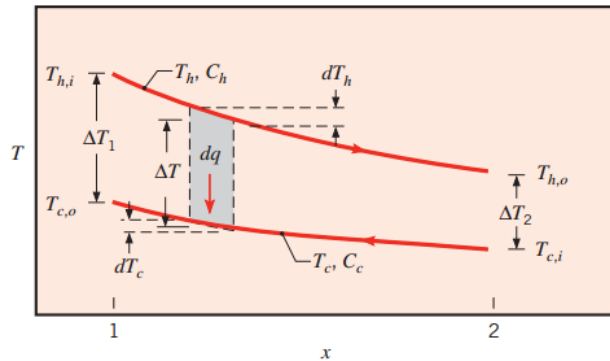
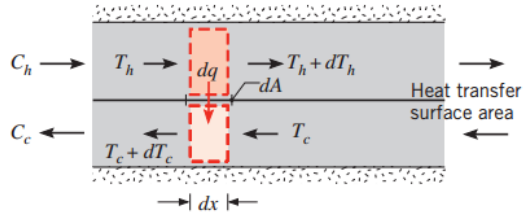
$T_{c,i}$ = temperatur masuk fluida dingin (K)

$T_{c,o}$ = temperatur keluar fluida dingin (K)

(Reference 3, page 712)

b. Tipe Aliran Berlainan Arah (*Counter Flow*)

Dalam *counter flow*, hanya berbeda pada ΔT_1 dan ΔT_2 yang disebabkan arah aliran yang berbeda. Perbedaan ini disebabkan oleh aliran yang berlawanan.



Gambar 2.14 Counter Flow
(Reference 3, page 714)

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o} \dots\dots\dots (2.45)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i} \dots\dots\dots (2.46)$$

(Reference 3, page 712)

c. Tipe Aliran Multipass dan Aliran Silang

Tipe *heat exchanger* ini sangat kompleks sehingga memerlukan faktor koreksi agar mampu mendapatkan keakuratan hasil perhitungan. Oleh karena itu digunakan faktor koreksi pada log mean temperature difference (LMTD), yaitu:

$$\Delta T_{LM} = F \Delta T_{lm,CF} \dots\dots\dots (2.47)$$

Nilai F merupakan faktor koreksi terhadap ΔT_{LM} akibat jumlah *tube passes* pada sisi *shell*. F merupakan fungsi dari temperatur kedua fluida. Dengan menghitung variabel P dan R, maka akan didapat nilai F dari grafik LMTD *correction factor*.

2.3.2.10 Metode NTU (Number of Transfer Unit)

Pengecekan terhadap performa kondensor yang telah diketahui jenis, tipe, dan ukurannya dapat dilakukan dengan menggunakan metode *Effectivness-NTU*. *Effectivness* (ε) adalah rasio perbandingan antara laju perpindahan aktual dengan laju perpindahan panas maksimum yang mungkin terjadi pada suatu *heat exchanger*. *Effectiveness* merupakan bilangan tanpa dimensi dan berada dalam batas $0 < \varepsilon < 1$. Sehingga untuk semua *heat exchanger effectiveness* dinyatakan dalam

$$\varepsilon = f \left[NTU, \frac{C_{min}}{C_{max}} \right] \dots\dots\dots (2.48)$$

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} \dots\dots\dots (2.49)$$

Dimana

$$q_{max} = C_{min} \times (T_{h,i} - T_{c,i}) \dots\dots\dots (2.50)$$

Dengan C_{min} diperoleh dari nilai terkecil antara C_c dan C_h

$$C_c = \dot{m}_c \times c_{pc} \dots\dots\dots (2.51)$$

$$C_h = \dot{m}_h \times c_{ph} \dots\dots\dots (2.52)$$

Keterangan:

C_c = *heat capacity rate* fluida dingin (W/K)

C_h = *heat capacity rate* fluida panas (W/K)

\dot{m}_c = laju aliran massa fluida dingin (kg/s)

\dot{m}_h = laju aliran massa fluida panas (kg/s)

c_{pc} = kalor spesifik fluida dingin (J/kgK)

c_{ph} = kalor spesifik fluida panas (J/kgK)

Dengan C_{min} dapat berupa C_h (*hot*) atau C_c (*cold*) dimana diantara keduanya memiliki nilai yang lebih kecil. Sedangkan *Number of Transfer Unit* (NTU) adalah bilangan tak berdimensi yang secara luas digunakan untuk menganalisis perpindahan panas pada suatu *heat exchanger*. Persamaan dari NTU yaitu sebagai berikut:

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \dots\dots\dots (2.53)$$

Karena tipe kondensor *shell and tube* dengan *two passes*, maka :

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{\frac{1}{2}} \times \frac{1 + \exp[-(NTU)_1(1 + C_r^2)^{\frac{1}{2}}]}{1 - \exp[-(NTU)_1(1 + C_r^2)^{\frac{1}{2}}]} \right\}^{-1} \dots\dots\dots (2.54)$$

C_r adalah rasio kapasitas panas yang mempunyai range nilai $0 \leq C_r \leq 1$. C_r dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} \dots\dots\dots (2.55)$$

(Reference 3, page 723)

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB III

METODOLOGI

Untuk dapat menganalisis pengaruh kevakuman terhadap laju kondensasi dan efektivitas kondensor, maka diperlukan metode analitis dan matematis. Pada bab ini akan dibahas mengenai metodologi dalam penyusunan laporan tugas akhir ini.

3.1. Studi Literatur

Pada tahapan studi literatur penulis ingin mengetahui laju perpindahan panas dan efektivitas. Dengan studi literatur ini, penulis dapat menemukan informasi-informasi tentang kondensor unit 3 PT. PJB UP Gresik. Studi literatur ini dilakukan pada perpustakaan, *control room*, diskusi dengan mentor, dosen pembimbing, serta pihak lapangan. Untuk menambah referensi, media internet juga digunakan sebagai sumber pengetahuan.

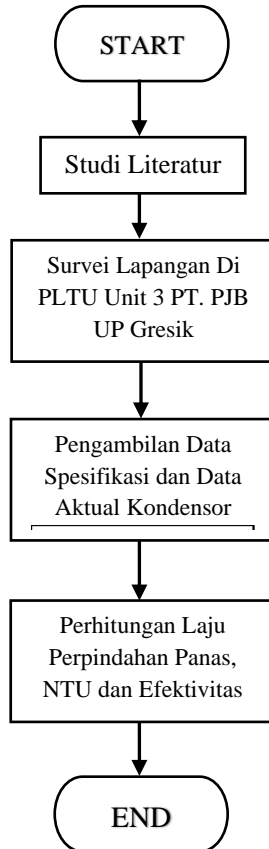
3.2. Pengambilan Data dan Survei Lapangan

Dalam perhitungan efektifitas, laju perpindahan panas, efisiensi unit, dan lain-lain, penulis membutuhkan data-data tertentu baik secara teoritis maupun aktual, sehingga mampu menghasilkan perhitungan yang sesuai dan akurat. Data yang diambil adalah data spesifikasi kondensor, desain kondensor, data *properties* aktual dari lokal dan *control room*, serta bagian perencanaan dan pengendalian (RENDAL) operasional. Dengan spesifikasi desain kondensor adalah *divided waterbox*, tipe *horizontal*, dan *surface type*. Akan tetapi sebelum data itu diambil diperlukan persiapan terlebih dahulu untuk merancang suatu pengumpulan data. Langkah awal yaitu observasi lapangan terlebih dahulu, sehingga kita mampu mengetahui data apa saja yang diperlukan dan dimana kita mampu mendapatkan data tersebut. Kemudian setelah itu, baru dilakukan wawancara dan diskusi dengan para mentor dan pihak-pihak yang mampu memberikan informasi tentang data yang dibutuhkan.

Sedangkan beberapa data pendukung digunakan untuk membantu menentukan langkah-langkah perhitungan yang diambil dari *textbook* “*Fundamental Engineering of Thermodynamics*”, Michel J. Moran dan Howard N. Saphiro,

“Introduction to heat transfer dan fundamentals of heat and mass transfer”, serta sumber-sumber lainnya.

3.2.1 Flow Chart Metodologi Penyusunan Tugas Akhir



Gambar 3.1 Flow Chart Penyusunan Tugas Akhir

3.4 Perhitungan *Mass Flow Rate Sea Water and Steam*

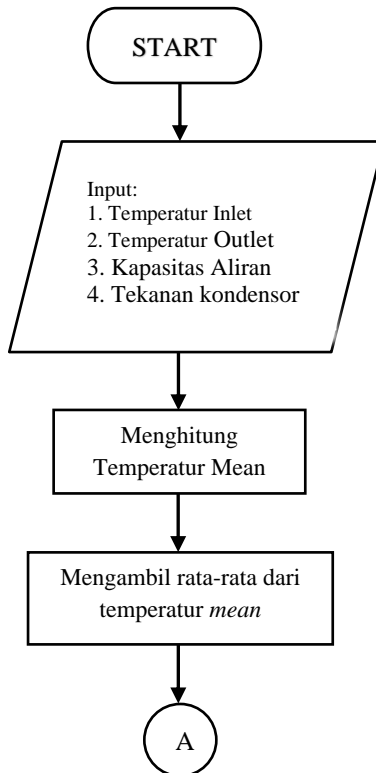
Pada sisi tube, input data yang diperlukan adalah temperatur air laut yang masuk, keluar kondensor dan kapasitas aliran air laut serta tekanan pada kondensor. Temperatur air laut yang berubah-ubah tergantung dengan keadaan alam, membuat keadaan perpindahan panas kondensor sangat berfluktuasi. Oleh

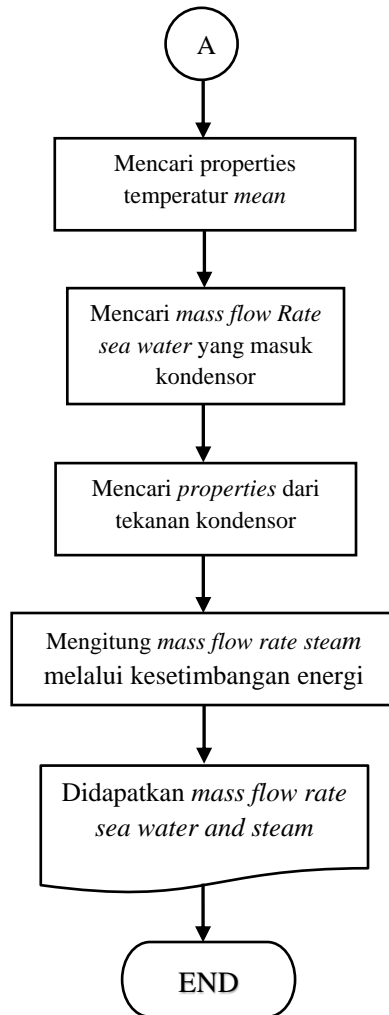
karena itu, untuk mengetahui laju perpindahan panas dan efektifitas, maka temperatur air laut dianggap konstan.

Nilai dari temperatur air laut ini didapatkan dari rata-rata temperatur masuk dan keluar kondensor selama bulan Juni (31 Mei 2014 – 1 Juli 2014). Setelah mendapatkan data-data yang diperlukan, langkah selanjutnya adalah mencari data *properties* untuk aliran di dalam tube.

Dari data tekanan pada kondensor didapatkan *properties* untuk menghitung aliran steam yang masuk ke dalam kondensor dengan menggunakan kesetimbangan energi.

3.4.1 Flow Chart Perhitungan *Mass Flow Rate Sea Water and Steam*





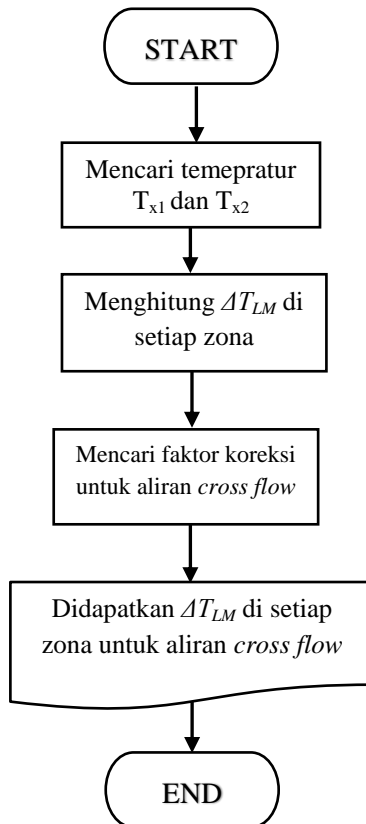
Gambar 3.2 Flow Chart Perhitungan *Mass Flow Rate Sea Water and Steam*

3.5 Analisis Perpindahan Panas

3.5.1 ΔT_{LM} di setiap zona

Mencari temperatur di setiap zona kondensor, kemudian mencari ΔT_{LM} di setiap zona dengan metode LMTD (*Log Mean Temperature Difference*). Setelah itu mencari faktor koreksi (F) untuk aliran *cross flow*.

3.5.1.1 Flow Chart ΔT_{LM} di setiap zona



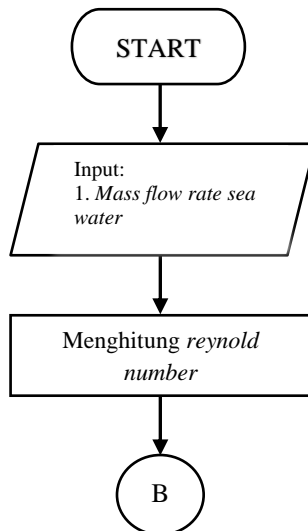
Gambar 3.3 Flow Chart ΔT_{LM} di setiap zona

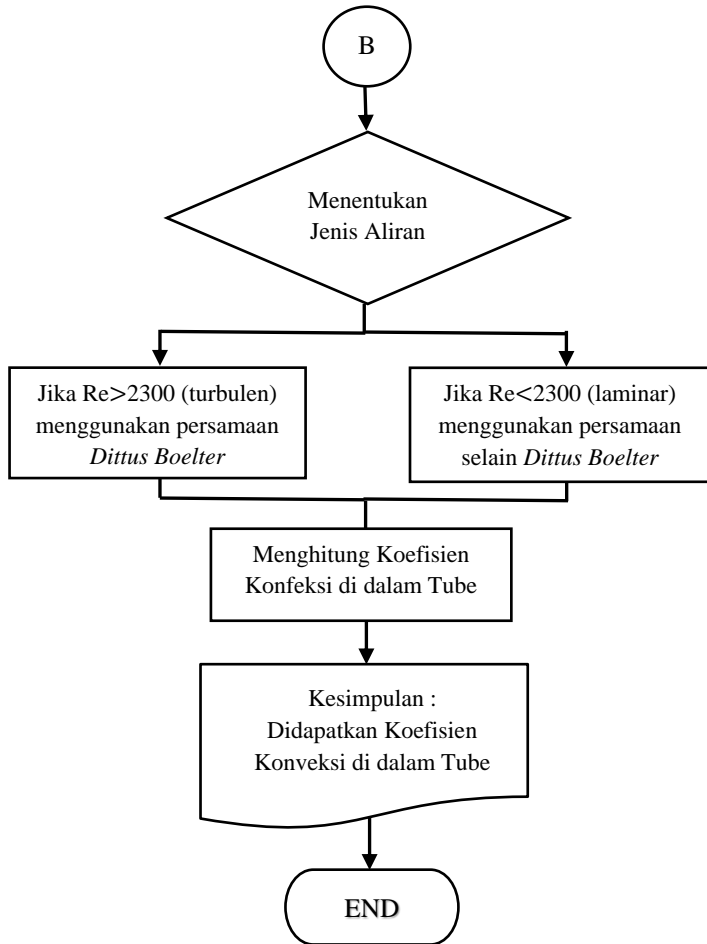
3.5.2 Perpindahan Panas Pada Sisi Tube

Dilakukan perhitungan untuk mencari harga *reynold number*. Namun untuk mengetahui nilai *reynold number*, harus dihitung terlebih dahulu *mass flow rate* aliran di dalam tube dari kapasitas aliran.

Apabila *reynold number* sudah diketahui, maka dapat ditentukan jenis aliran yang terjadi di dalam tube. Apabila nilai *reynold number*nya kurang dari 2300, maka termasuk aliran laminar. Sedangkan apabila *reynold number*nya lebih dari 2300, maka termasuk aliran turbulen. Dan apabila *reynold number*nya sama dengan 2300, maka aliran tersebut termasuk aliran transisi. Dari jenis aliran tersebut dapat ditentukan korelasi yang sesuai untuk menghitung *nusselt number* dan didapatkan koefisien konveksi di dalam *tube*.

3.5.2.1 Flow Chart Perhitungan Perpindahan Panas di Dalam Tube





Gambar 3.4 Flow Chart Perpindahan Panas pada *Tube*

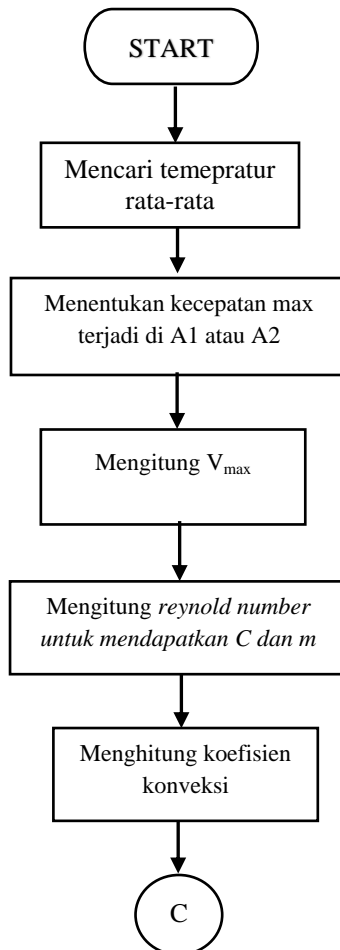
3.6 Perpindahan Panas Pada Sisi Shell

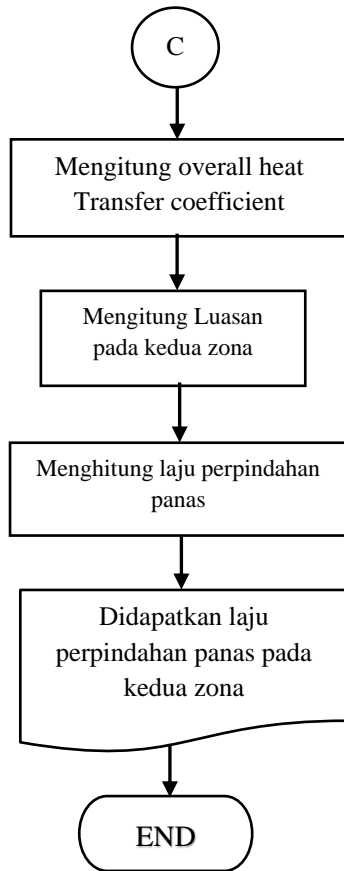
3.6.1 Zona *Desuperheat* dan *Subcooling*

Mencari T_{mean} di kedua zona, kemudian mencari *properties*. Dengan susunan *tube staggered*, maka menggunakan korelasi yang sesuai. Mencari kecepatan max pada A1 atau A2, sehingga akan mendapatkan *reynold number max* pada kedua

zona. Kemudian mencari Nud , dengan korelasi yang sesuai (dapat lihat di tabel konstanta C dan m). Dengan ini didapatkan koefisien konveksi pada kedua zona yang akan digunakan untuk mencari *overall heat transfer coefficient*. Kondensor memiliki kerak, sehingga perlu dicari berapa nilai dari *fouling factor*. Setelah itu mencari luasan di kedua zona dan didapatkanlah laju perpindahan panas di kedua zona.

3.6.1.1 Laju Perpindahan Panas pada Zona *Desuperheating* dan *Subcooling*





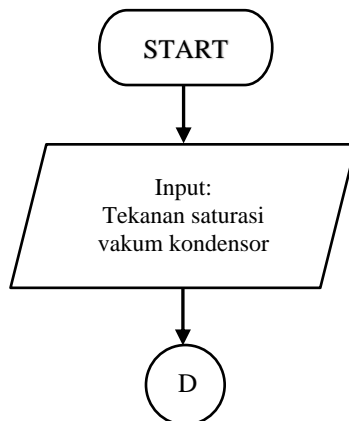
Gambar 3.5 Flow Chart laju perpindahan panas pada zona *desuperheating* dan *subcooling*

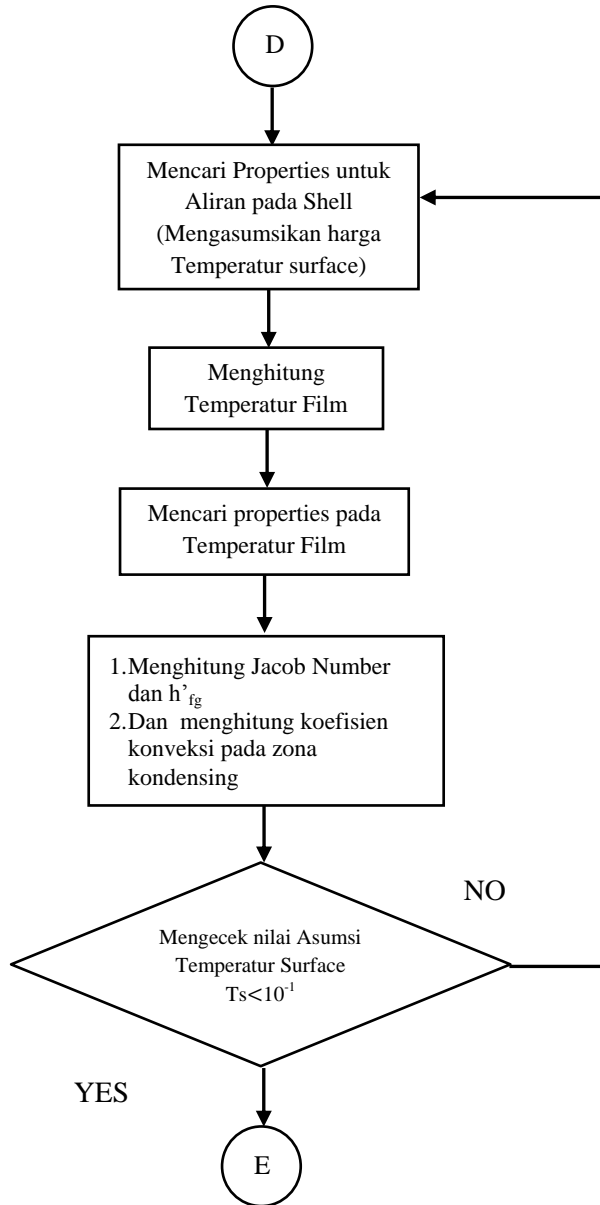
3.6.2 Zona Condensing

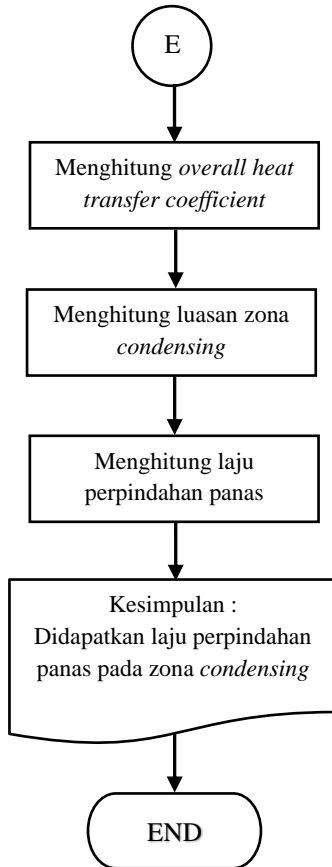
Pada zona *condensing* menggunakan korelasi *film condensing radial system*. Untuk mencari koefisien konveksi di luar tube, maka diperlukan nilai *Jacob number* dan *latent heat of vaporation*. Dalam mencari kedua hal tersebut, maka diperlukan beberapa *properties* yang didapatkan dari tekanan vakum kondensor. Selain itu, karena terjadi proses kondensasi, maka di dalam *shell* juga harus dicari *properties* dari temperatur film di sisi tube.

Tingkat kevakuman kondensor digunakan untuk mencari temperatur saturasi pada *shell*. Kemudian untuk menghitung temperatur film, harus diketahui terlebih dahulu temperatur surface. Sedangkan pada data operasi, *temperature surface* tidak diketahui, sehingga diasumsikan nilai *temperature surface* terlebih dahulu. Setelah menemukan koefisien konveksi di dalam tube dengan harga *temperature surface* asumsi, dilakukan pengecekan ulang dengan iterasi harga *temperature surface*. Dengan ini didapatkan koefisien konveksi pada zona *condensing* yang akan digunakan untuk mencari *overall heat transfer coefficient*. Kondensor memiliki kerak, sehingga perlu dicari berapa nilai dari *fouling factor*. Setelah itu mencari luasan dan didapatkanlah laju perpindahan panasnya.

3.6.2.1 Flow Chart Perhitungan Perpindahan Panas di Luar Tube







Gambar 3.6 Flow Chart laju perpindahan panas pada zona *Condensing*

3.7 Laju Perpindahan Panas dan *Overall Heat Transfer Coefficient Total*

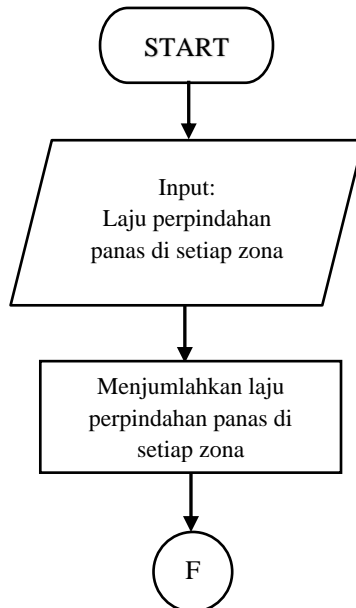
Dengan diketahuinya Laju perpindahan panas dan *overall heat transfer coefficient* pada setiap zona, dapat diketahui laju perpindahan panas dan *overall heat transfer coefficient* total pada kondensor.

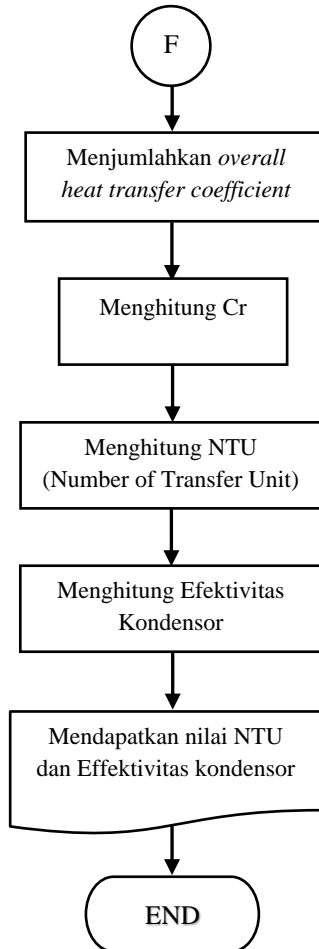
3.8 Efektivitas Kondensor

Untuk mendefinisikan unjuk kerja dari penukar kalor, terlebih dahulu harus diketahui laju perpindahan panas maksimum yang dimungkinkan oleh penukar kalor tersebut. Laju perpindahan panas maksimum dipengaruhi oleh *heat capacity* pada bagian *shell* dan *tube* (C_c dan C_h). Dengan mengetahui *heat capacity* maksimum dan minimum, maka dapat dipergunakan untuk mencari persamaan *Number of Transfer Unit* (NTU).

Nilai efektifitas suatu heat exchanger dapat diketahui sesuai dengan tipe heat exchanger-nya. Sedangkan untuk kondensor PLTU Unit 3, merupakan tipe *heat exchanger* tipe *shell and tube* dengan dua laluan. Dari tipe kondensor tersebut, dapat diketahui korelasi yang sesuai untuk mencari efektifitas kondensor.

3.8.1. Flow Chart Perhitungan Perpindahan Panas dan Overall Heat Transfer Coefficient Total dan Efektivitas





Gambar 3.7 Flow Chart Perhitungan Perpindahan Panas dan *Overall Heat Transfer Coefficient* Total dan Effektivitas

BAB IV ANALISIS DATA DAN PERHITUNGAN

Pada bab ini akan dijabarkan tentang perhitungan dan pembahasan laju perpindahan panas dan efektivitas pada kondensor. Data yang diambil adalah data spesifikasi dan data aktual di lapangan. Data spesifikasi diambil dari *Thermal Calculation Sheet Determination for Condenser Surface Area* dan *Condensor's Specification design* dari buku panduan *Equipment Maintenance Manual – Steam Turbine and Auxilary Equipment Vol II-2*, Gresik *Steam Power Plant Unit III & IV*. Dan data aktual diperoleh dari data ketika kondensor sedang beroperasi selama 1 bulan, yaitu tanggal 31 Mei 2014 – 1 Juli 2014.

4.1 Data Spesifikasi dan Data Aktual Pada Kondensor Unit 3

Tabel 4.1 *Thermal Calculation Sheet Determination for Condenser Surface Area*

Design Spesification	
Number	One (1)
Type	Two Passes, Reverse flow, Divided waterbox, Horizontal, Surface type
<i>Tube</i> material	Titanium
Total Number of <i>Tube</i> (N)	15136
Number of Water Passes	Two (2)
Outside Diameter (Do)	25 mm
Thickness	1,25 mm
Effective Length (L)	8909 mm
Cooling Water Source	Sea water
Vacuum Condensor	695 mmHg (gauge)
Cooling Water	
Flow rate (Q)	21660 m ³ /h
Vilocity in <i>tube</i> (V)	2 m/s

Turbine Exhaust	398919 kg/h
-----------------	-------------

Tabel 4.2 Data Aktual Kondensor bulan Juni (pada tanggal 30 Mei 2014 sampai 1 Juli 2014)

Actual Data	
<i>Condenser Vacuum</i>	700,5286027 mmHg
<i>Sea water inlet temperature (T_{ci})</i>	32,34233418 °C
<i>Sea water outlet temperature (T_{co})</i>	37,75274339 °C
<i>Steam inlet temperature (Th_i)</i>	41,22035339 °C
<i>Steam outlet temperature (Th_o)</i>	40,19565451 °C
<i>Mass Flow Rate Main Steam</i>	428,773697 T/H

4.2 Perhitungan Mass Flow Rate Sea Water and Steam

Untuk mengetahui laju aliran massa *steam* yang melalui kondensor, digunakan keseimbangan energi.

Diketahui dari data aktual, T_{ci} = 32,34233418 °C dan T_{co} = 37,75274339 °C, sehingga diperoleh nilai temperatur rata-rata (T_{mean}).

$$\begin{aligned}
 T_{\text{mean}} &= \frac{T_{c_i} + T_{c_o}}{2} \\
 &= \frac{32,34233418 \text{ °C} + 37,75274339 \text{ °C}}{2} \\
 &= 35,04753879 \text{ °C} \\
 &= 308,04753879 \text{ °K}
 \end{aligned}$$

Dari tabel A.6 *Thermophysical properties of saturated water*, dari *Fundamentals of Heat and Mass Transfer 7th edition by Frank P. Incropera – David P. Dewwit* didapat *properties* sebagai berikut,

$$v_f = 1,0062 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$\begin{aligned}
 \rho_f &= \frac{1}{v_f} \\
 &= \frac{1}{1,0062 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}} \\
 &= 993,8382 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}
 \end{aligned}$$

$$c_{p,f} = 4,178 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}$$

$$\mu_f = 723,8984 \times 10^{-6} \frac{\text{N.s}}{\text{m}^2}$$

$$k_f = 624,8758 \times 10^{-3} \frac{W}{m.K}$$

$$Pr_f = 4,8465$$

a. Perhitungan *Mass flow rate sea water* (\dot{m}_c)

Dari data spesifikasi diketahui bahwa debit air pendingin sebesar 21660 m³/h. Pada saat beroperasi tidak akan digunakan sampai batas maksimum. Maka dalam perhitungan, debit diasumsikan 75% dari debit maksimum, sehingga :

$$\begin{aligned} Q &= 75\% \times 21660 \frac{m^3}{h} \times \frac{1h}{3600 s} \\ &= 4,5125 \frac{m^3}{s} \end{aligned}$$

Satu unit kondensor terdiri dari kondensor A dan B, sehingga debit air pendingin yang mengalir pada tiap kondensor adalah :

$$Q = \frac{4,5125 \frac{m^3}{detik}}{2}$$

$$Q = 2,25625 \frac{m^3}{detik}$$

Dengan diketahui debit pada tiap kondensor, maka *mass flow rate sea water* adalah :

$$\begin{aligned} \dot{m}_c &= \rho \times V \times A \\ &= \rho_f \times Q \\ &= 993,8382 \frac{kg}{m^3} \times 2,25625 \frac{m^3}{detik} \\ &= 2242,347446 \frac{kg}{s} \end{aligned}$$

Mass flow rate sea water disetiap tube adalah :

$$\frac{\dot{m}_c}{N_{total}} = \frac{2242,347446 \frac{kg}{s}}{\frac{15136}{2}} = 0,296293267 \frac{kg}{s}$$

b. Dari data aktual kondensor, diketahui condensor vacuum adalah 700,5286027 mmHg yang merupakan tekanan gage, maka :

$$\begin{aligned} P_{absolute} &= P_{atm} - P_{gage} \\ &= 760 \text{ mmHg} - 700,52 \text{ mmHg} \\ &= 59,48 \text{ mmHg} \\ &= 0,0782 \text{ bar} \end{aligned}$$

Dengan tekanan sebesar 0,0782 bar dari tabel A-3 *Properties of Saturated Water (liquid-Vapor):Pressure table* didapatkan data sebagai berikut:

$$T_{sat} = 41,0285 \text{ C}$$

$$h_f = 171,86 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_g = 2574,966 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_o = 167,69093 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Dan dari tabel A-4 *Properties of superheated water vapor* didapatkan:

$$h_i = 2576,31 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Dengan menggunakan prinsip *energi balance* maka didapatkan persamaan kesetimbangan energi adalah sebagai berikut:

$$q_{desup} + q_{condensing} + q_{subcooling} = \dot{m}_c c_c (T_{co} - T_{ci})$$

$$\left[(\dot{m}_h (h_i - h_g)) + (\dot{m}_h (h_g - h_f)) + (\dot{m}_h (h_f - h_o)) \right] = \dot{m}_c c_c (T_{co} - T_{ci})$$

$$\dot{m}_h (2576,31 - 2574,966) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + \dot{m}_h (2574,966 - 171,86) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + \dot{m}_h (171,86 - 167,69093) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times 2242,347446 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 4,178 \frac{\text{KJ}}{\text{kgK}} \times (310,75274339 - 305,34233418) \text{ K}$$

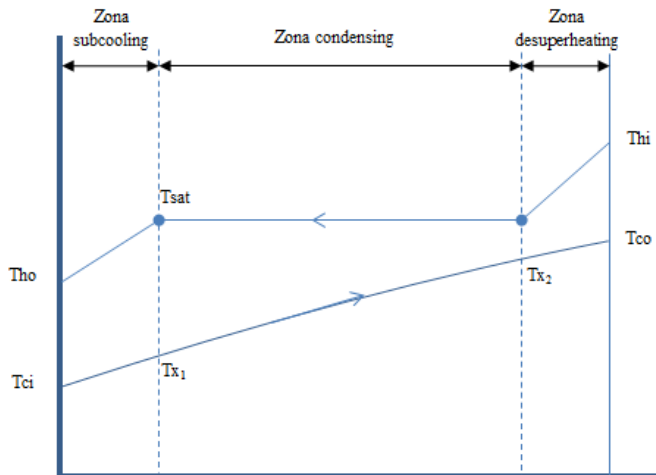
$$\dot{m}_h 2408,61907 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 50687,56817 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_h = 21,04424431 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Sehingga laju aliran massa steam yang masuk ke dalam kondensor adalah $21,04424431 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

4.3 Analisis Perpindahan Panas

Untuk mendapatkan ΔT_{LM} pada setiap zona, terlebih dahulu menghitung T_{x1} dan T_{x2}



Gambar 4.1. Distribusi Temperatur

Nilai T_{x1} :

$$q_{\text{subcool}} = \dot{m}_c c_{pc} (T_{x1} - T_{ci})$$

$$21,04424431 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times (171,86 - 167,69093) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} =$$

$$2242,347446 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 4,178 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \times (T_{x1} - 305,34233418) \text{K}$$

$$T_{x1} = 305,351699 \text{ K}$$

Nilai T_{x2} :

$$q_{\text{desup}} = \dot{m}_c c_{pc} (T_{co} - T_{x2})$$

$$21,04424431 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times (2576,31 - 2574,966) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} =$$

$$2242,347446 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 4,178 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \times (310,75274339 - T_{x2}) \text{K}$$

$$T_{x2} = 310,7497244 \text{ K}$$

4.3.1 Metode LMTD (*Log Mean Temperature Deifference*)

a. ΔT_{LM} zona desuperheating

$$\Delta T_{LM,desup} = \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{sat} - T_{x2})}{\ln \frac{(T_{hi}-T_{co})}{(T_{sat}-T_{x2})}}$$
$$\Delta T_{LM,desup} = \frac{(314,2203 - 310,7574)K - (314,0282 - 310,749)K}{\ln \frac{(314,22-310,75)K}{(314,0282-310,749)K}}$$

$$\Delta T_{LM,desup} = 3,3723 \text{ K}$$

b. ΔT_{LM} zona condensing

$$\Delta T_{LM,cond} = \frac{(T_{sat} - T_{x2}) - (T_{sat} - T_{x1})}{\ln \frac{(T_{sat}-T_{x2})}{(T_{sat}-T_{x1})}}$$
$$\Delta T_{LM,cond} = \frac{(314,0282 - 310,749)K - (314,0282 - 305,351)K}{\ln \frac{(314,0282-310,749)K}{(314,0282-305,351)K}}$$

$$\Delta T_{LM,cond} = 5,5467 \text{ K}$$

c. ΔT_{LM} zona subcooling

$$\Delta T_{LM,subcool} = \frac{(T_{sat} - T_{x1}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln \frac{(sat-T_{x1})}{(T_{ho}-T_{ci})}}$$
$$\Delta T_{LM,subcool} = \frac{(314,0282 - 305,351)K - (313,1956 - 305,3423)K}{\ln \frac{(314,0282-305,351)K}{(313,1956-305,3423)K}}$$

$$\Delta T_{LM,subcool} = 8,2582 \text{ K}$$

Untuk jenis aliran *cross flow*, dibutuhkan faktor koreksi (F) yang dicari melalui grafik (*correction factor for a shell and tube heat exchanger with one shell and any multiple of two tube passes (two, four, etc tube passes)*). Sehingga peramaan LMTD menjadi :

$$\Delta T_{LM,CF} = \Delta T_{LM} F$$

Untuk mencari F perlu mengitung R dan P :

$$\begin{aligned} R &= \frac{(Th_i - Th_o)}{(Tc_o - Tc_i)} \\ &= \frac{(41,22035339 - 40,19565451)}{(37,75274339 - 32,34233418)} \\ &= 0,18939397 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P &= \frac{(Tc_o - Tc_i)}{(Th_i - Tc_i)} \\ &= \frac{(37,75274339 - 32,34233418)}{(41,22035339 - 32,34233418)} \\ &= 0,609416254 \end{aligned}$$

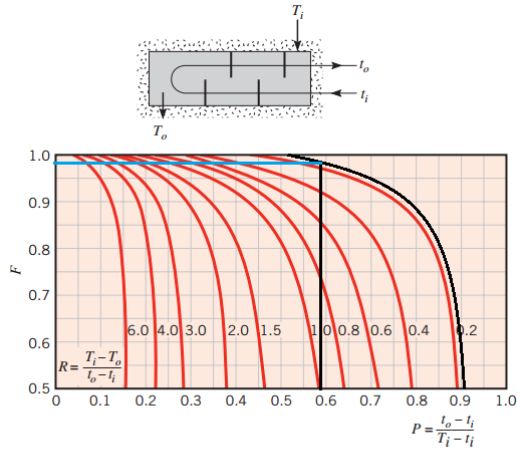


FIGURE 11S.1 Correction factor for a shell-and-tube heat exchanger with one shell and any multiple of two tube passes (two, four, etc., tube passes).

Gambar 4.2 Faktor koreksi cross flow
(Reference 4, page W-38)

Dari gambar dapat dilihat apabila $R = 0,18939397$ dan $P = 0,609416254$ maka akan didapatkan $F = 0,98$, sehingga ΔT_{LM} disetiap zona adalah :

$$\Delta T_{LM,desup} = 3,3723 \text{ K} \times 0,98 = 3,3048 \text{ K}$$

$$\Delta T_{LM,cond} = 5,5467 \text{ K} \times 0,98 = 5,4358 \text{ K}$$

$$\Delta T_{LM,subcool} = 8,2582 \text{ K} \times 0,98 = 8,093 \text{ K}$$

4.3.2 Perpindahan Panas di Dalam Tube

Perhitungan untuk *reynold number* (Re_D)

$$\begin{aligned} Re &= \frac{4 \times \dot{m}_c}{\pi \times D_i \times \mu_f} \\ &= \frac{4 \times 0,296293267 \frac{kg}{s}}{\pi \times 0,02375 \text{ m} \times (723,8984 \times 10^{-6} \frac{N.s}{m^2})} \\ &= 21953,86026 \end{aligned}$$

Dengan *reynold number* (Re_D) adalah 21953,86026, maka termasuk aliran turbulen, sehingga menggunakan korelasi *nusselt number* (Nu_D) dengan syarat,

$$\left[\begin{array}{l} 0,6 \leq Pr \leq 160 \\ Re_D \geq 10.000 \\ \frac{L}{D} \geq 10 \end{array} \right]$$

Dengan perumusan sebagai berikut,

$$Nu_D = 0,023 Re_D^{\frac{4}{5}} Pr^n$$

Dengan $n = 0,4$ untuk persamaan ($T_s > T_m$)

Sehingga :

$$\begin{aligned} Nu_D &= 0,023 \times Re_D^{\frac{4}{5}} \times Pr^n \\ &= 0,023 \times 21953,86026^{\frac{4}{5}} \times 4,8465^{0.4} \\ &= 128,5605848 \end{aligned}$$

Maka :

$$\begin{aligned} h_i &= \frac{Nu_D \times k_f}{D_i} \\ &= \frac{128,5605848 \times 624,8758 \times 10^{-3} \frac{W}{m.K}}{0,02375 \text{ m}} \\ &= 3418,992157 \frac{W}{m^2.K} \end{aligned}$$

Jadi, koefisien konveksi di dalam tube $h_i = 3418,992157 \frac{W}{m^2.K}$

4.3.3 Perpindahan Panas di Luar Tube

a. Zona *Desuperheating*

Zona *desuperheating* adalah zona dimana *steam* yang masuk ke dalam kondensor didinginkan hingga mencapai suhu *saturated*. Sebelum menghitung di zona *desuperheating* terlebih dahulu ditentukan properties fluida dengan $T_{\text{mean,desup}}$ sebagai berikut:

$$\begin{aligned}T_{\text{mean,desup}} &= \frac{T_{hi} + T_{sat}}{2} \\T_{\text{mean,desup}} &= \frac{314,2203 \text{ K} + 314,0285 \text{ K}}{2} \\T_{\text{mean,desup}} &= 314,1244 \text{ K}\end{aligned}$$

Sehingga didapatkan properties dari tabel A6. *Thermophysical properties of saturated water*, dari *Fundamentals of Heat and Mass Transfer 7th edition by Frank P. Incropera – David P. Dewwit* sebagai berikut:

$$\begin{aligned}v_g &= 18,71486 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \\ \rho &= 0,053433475 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \\ \mu &= 9,6548 \times 10^{-6} \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2} \\ Pr &= 0,88124 \\ k &= 20,6472 \times 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{mK}}\end{aligned}$$

Menghitung nilai T_{surface}

$$\begin{aligned}T_{s,\text{desup}} &= \frac{T_{hi} + T_{x2}}{2} \\T_{s,\text{desup}} &= \frac{314,2203 \text{ K} + 310,749 \text{ K}}{2} \\T_{s,\text{desup}} &= 312,48504 \text{ K}\end{aligned}$$

Dengan T_{surface} , maka didapatkan nilai Pr_s sebagai berikut :

$$Pr_s = 0,87797$$

- Untuk mencari laju perpindahan panas di zona *desuperheating*, pertama ditentukan kecepatannya.

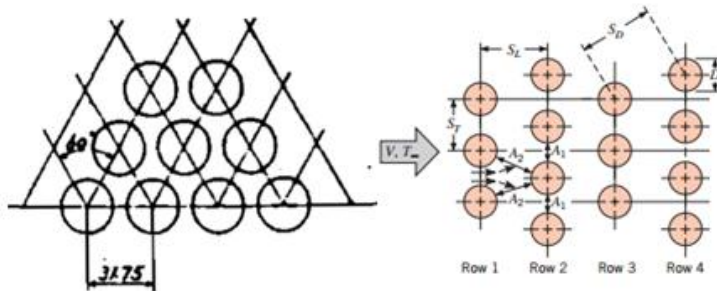
$$V = \frac{\dot{m}_h}{\rho_{desup} A_{crossflow}}$$

$$V = \frac{\dot{m}_h}{\rho_{desup} \times (N_{row} S_T L)}$$

$$V = \frac{21,04424431 \frac{kg}{s}}{0,053433475 \frac{kg}{m^3} \times (153 \times 0,05499 m \times 8,909 m)}$$

$$V = 5,254311 \frac{m}{s}$$

Pada susunan *tube staggered*, kecepatan maksimal dapat terjadi di daerah A1 ataupun A2.



Gambar. 4.3 Susunan *Tube Staggered*

Dengan menggunakan pitagoras, maka didapatkan

$$SD = 31,75 \text{ mm}$$

$$ST = 54,98 \text{ mm}$$

$$SL = 31,75 \text{ mm}$$

V_{max} terjadi di A2 jika:

$$S_D = \left[S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2} \right)^2 \right]^{1/2} < \frac{S_T + D}{2}$$

$$S_D = \left[31,75^2 + \left(\frac{31,75}{2} \right)^2 \right]^{1/2} < \frac{54,99 + 25}{2}$$

$$42,0004 < 39,995$$

V_{max} terjadi di A1 jika :

$$2(S_D - D) < (S_T - D)$$

$$2(31,75-25) < (54,99-25)$$

$$13,5 < 29,99$$

Karena sesuai dengan syarat A1, maka :

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} \times V$$

$$V_{max} = \frac{54,99}{54,99-25} \times 5,254311 \frac{m}{s}$$

$$V_{max} = 9,634364 \frac{m}{s}$$

- *Reynold Number*

$$Re_{Dmax,desup} = \frac{\rho_{desup} V_{max} d_o}{\mu_{desup}}$$

$$Re_{Dmax,desup} = \frac{0,053433475 \frac{kg}{m^3} \times 9,634364 \frac{m}{s} \times 0,025m}{9,6548 \times 10^{-6} \frac{Ns}{m^2}}$$

$$Re_{Dmax,desup} = 1333,00938$$

- *Nusselt Number*

Sebelum menghitung *nusselt number*, terlebih dahulu harus mencari C dan m dari *table constant for the tube bank in cross flow*

Tabel 4.3 *Constants for the tube bank in cross flow*

Configuration	$Re_{D,max}$	C_1	m
Aligned	$10-10^2$	0.80	0.40
Staggered	$10-10^2$	0.90	0.40
Aligned	10^2-10^3	Approximate as a single (isolated) cylinder	
Staggered	10^2-10^3		
Aligned	$10^3-2 \times 10^5$	0.27	0.63
$(S_T/S_L > 0.7)^a$			
Staggered	$10^3-2 \times 10^5$	$0.35(S_T/S_L)^{1/5}$	0.60
$(S_T/S_L < 2)$			
Staggered	$10^3-2 \times 10^5$	0.40	0.60
$(S_T/S_L > 2)$			
Aligned	$2 \times 10^5-2 \times 10^6$	0.021	0.84
Staggered	$2 \times 10^5-2 \times 10^6$	0.022	0.84

^aFor $S_T/S_L < 0.7$, heat transfer is inefficient and aligned tubes should not be used.

$$\frac{ST}{SL} = \frac{54,98 \text{ mm}}{31,75 \text{ mm}} = 1,731$$

Maka Nilai m = 0,6 dan

$$\text{nilai } C = 0,35 \left(\frac{S_T}{S_L} \right)^{1/5}$$

$$C = 0,35 \left(\frac{54,98 \text{ mm}}{31,75 \text{ mm}} \right)^{1/5}$$

$$C = 0,3906$$

$$Nu_{D,desup} = C Re_{D,max}^m Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4}$$

$$Nu_{D,desup} = 0,3906 \times 1333,00938^{0,6} \times 0,88124^{0,36} \times \left(\frac{0,88124}{0,87797} \right)^{1/4}$$

$$Nu_{D,desup} = 28,0072$$

- Koefisien konveksi *desuperheating*

$$ho_{desup} = \frac{Nu_{D,desup} k_{desup}}{d_o}$$

$$ho_{desup} = \frac{28,0072 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 20,6472 \times 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m.K}}}{0,025 \text{ m}}$$

$$ho_{desup} = 23,01878 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}}$$

- Perhitungan *Overall Heat Transfer Coefficient* (U)

Untuk menghitung U (koefisien perpindahan panas keseluruhan), data yang diperlukan didapat dari 7th edition *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* by Frank P. Incropera – David P. Dewwit yaitu :

- Untuk harga k diambil dari tabel A.1 *Thermophysical Properties of Selected Metallic Solid* dengan bahan Titanium untuk temperatur 308,04753879 °K yaitu $21,77929 \frac{\text{W}}{\text{m.K}}$
- Dari tabel 11.1 *Representative fouling factors table* didapat $R''_{f,o} = 0.0001 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}}$ (non oil bearings)
- Dari tabel 11.1 *Representative fouling factors table*, didapat $R''_{fi} = 0.0001 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}}$ (sea water and treated boiler feed water (below 50 °C))

Jadi,

$$U_{desup} = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R_{f,o}'' + \frac{r_o}{k} \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) + R_{f,i}'' + \left(\frac{r_o}{r_i}\right) \frac{1}{h_i}}$$

$$U_{desup} = \frac{1}{\frac{1}{23,01878 \frac{W}{m^2 \cdot K}} + 0,0001 \frac{m^2 \cdot K}{W} + \frac{0,0125 m}{21,77929 \frac{W}{m \cdot K}} \ln\left(\frac{0,0125 m}{0,011875 m}\right) + \frac{0,0125}{0,011875} \times 0,0001 + \frac{0,0125}{0,011875} \times \frac{1}{3418,992157}}$$

$$= 22,737555 \frac{W}{m^2 K}$$

- Luasan perpindahan panas zona *desuperheating* (A_{desup})

Luasan perpindahan panas pada zona *desuperheating* diasumsikan sebesar 1% dari total luas permukaan *tube*, sehingga luasan zona *desuperheating* adalah :

$$A_{desup} = \frac{1}{100} \times \pi \times d_o \times l \times N_t$$

$$A_{desup} = \frac{1}{100} \times \pi \times 0,025 \times 8,909 \times \frac{15136}{2}$$

$$A_{desup} = 52,975459 m^2$$

- Laju perpindahan panas pada zona *deuperheating* :

$$q_{desup} = U_{desup} A_{desup} \Delta T_{LM,desup}$$

$$q_{desup} = 31,855612 \frac{W}{m^2 K} \times 52,975459 m^2 \times 3,46761 K$$

$$q_{desup} = 3980,818 Watt$$

b. Zona Condensing

Mencari properties pada temperatur saturasi didapatkan properties dari tabel A.6 *Thermophysical properties of saturated water* didapat *properties* sebagai berikut :

$$T_{sat} = 314,0285 ^\circ K = 41,0285 ^\circ C$$

$$v_g = 18,8187 \frac{m^3}{kg}$$

$$\rho_g = \frac{1}{v_g} = \frac{1}{18,8187 \frac{m^3}{kg}} = 0,05313 \frac{kg}{m^3}$$

$$\begin{aligned}
 h_{fg} &= 2404,3316 \frac{kJ}{kg} \\
 C_{p_h} &= 1,88683 \frac{kJ}{kgK} \\
 T_m &= \frac{T_{x1} + T_{x2}}{2} \\
 &= \frac{(305,351699 + 310,7497244)K}{2} \\
 &= 308,0475388 \text{ } ^\circ K
 \end{aligned}$$

- Perhitungan *Surface Temperature* (T_s)

Untuk melakukan perhitungan pada zona *condensing*, diperlukan *surface temperature* untuk menentukan temperatur *film*. Maka digunakan asumsi T_{surface} sebesar $312 \text{ } ^\circ K$, sehingga didapatkan :

Maka T_s diambil angka :

$$\begin{aligned}
 T_f &= \frac{T_{\text{sat}} + T_s}{2} \\
 &= \frac{(314,0285 + 312)K}{2} \\
 &= 313,01425 \text{ } ^\circ K
 \end{aligned}$$

Dari *film temperature* pada tube $313,01425 \text{ } ^\circ K$ didapat properties melalui tabel A.6 *Thermophysical properties of saturated water* sebagai berikut,

$$\begin{aligned}
 v_f &= 1,00821 \times 10^{-3} \frac{m^3}{kg} \\
 \rho_f &= \frac{1}{v_f} = \frac{1}{1,00821 \times 10^{-3} \frac{m^3}{kg}} = 991,8568552 \frac{kg}{m^3} \\
 C_{p_f} &= 4,1786 \frac{kJ}{kg.K} \\
 \mu_f &= 656,418 \times 10^{-6} \frac{N.s}{m^2} \\
 k_f &= 631,82098 \times 10^{-3} \frac{W}{m.K} \\
 Pr_f &= 4,43469
 \end{aligned}$$

a. Perhitungan *Jacob number* dan h'_{fg}

Untuk menghitung h_o diperlukan terlebih dahulu *Jacob number* dan h'_{fg}
Jacob number (Ja)

$$Ja = \frac{C_{p,f} \times (T_{\text{sat}} - T_s)}{h_{fg}}$$

$$\begin{aligned}
&= \frac{4,1786 \frac{kJ}{kg.K} \times (314,0285 - 312)K}{2404,3316 \frac{kJ}{kg}} \\
&= 0,0035254247
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
h'_{fg} &= h_{fg} \times (1 + 0,68 \text{ Ja}) \\
&= 2404,3316 \frac{kJ}{kg} \times (1 + (0,68 \times 0,0035254247)) \\
&= 2410,095477 \frac{kJ}{kg} \\
&= 2410095,477 \frac{J}{kg}
\end{aligned}$$

- b. Perhitungan Koefisien Konveksi di luar *tube* (h_o)
Untuk mendapatkan nilai koefisien konveksi aliran diluar *tube* (h_o), nusselt number harus dihitung terlebih dahulu.

$$\begin{aligned}
\overline{Nu}_D &= 0,729 \left(\frac{g \times \rho_l \times (\rho_l - \rho_v) \times D_o^3 \times h'_{fg}}{k_l \times \mu_l \times (T_{sat} - T_s)} \right)^{1/4} \\
\overline{Nu}_D &= \\
0,729 &\left(\frac{\frac{9,81 \frac{m}{s^2} \times 991,8568 \frac{kg}{m^3} \times (991,8568 - 0,053138) \frac{kg}{m^3} \times}{633,36196 \times 10^{-3} \frac{W}{m.K} \times 637,80576 \times 10^{-6} \frac{N.s}{m^2} \times} \right)^{1/4} \\
&\quad \frac{(0,025m)^3 \times 2410095,477 \frac{J}{kg}}{(314,0285 - 312)K}
\end{aligned}$$

$$\overline{Nu}_D = 591,003$$

Dengan $\overline{Nu}_D = 591,003$, maka akan didapatkan koefisien konveksi pada bagian *shell* yaitu :

$$\begin{aligned}
\bar{h}_o &= \frac{\overline{Nu}_D \times k_l}{D_o} \\
&= \frac{591,003 \times (631,82098 \times 10^{-3} \frac{W}{m.K})}{0,025 m} \\
&= 14936,3247 \frac{W}{m^2.K}
\end{aligned}$$

Dengan mengetahui jumlah *tube* secara horizontal ke bawah, maka nilai N_L dapat dilihat pada gambar desain dari kondensor yaitu 153 buah, maka :

$$\begin{aligned}
h_o N &= h_o \times N_L^n \\
&= 14936,3247 \frac{W}{m^2.K} \times 153^{-\frac{1}{6}} \\
&= 6458,453083 \frac{W}{m^2.K}
\end{aligned}$$

c. Mengecek Asumsi *Surface Temperature*

Pada iterasi ini, dibatasi sampai nilai selisihnya 10^{-1} . Dari asumsi T_s awal yaitu 312°K , maka pengecekan dilakukan dengan persamaan sebagai berikut :

$$q'' = \frac{\Delta t}{\Sigma R} = \frac{T_{sat} - T_c}{R_o + R_i} = \frac{T_s - T_c}{R_i}$$

$$\frac{T_{sat} - T_c}{\frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_i \frac{D_i}{D_o}}} = \frac{T_s - T_c}{\frac{1}{h_i \frac{D_i}{D_o}}}$$

Sehingga temperatur dinding pipa dapat dihitung dengan persamaan :

$$T_s = T_{mean} + \frac{h_o}{h_o + h_i \frac{D_i}{D_o}} (T_{sat} - T_{mean})$$

$$T_s = 308,04^\circ\text{K} + \frac{36571,2966 \frac{W}{m^2 \cdot K}}{14936,324 \frac{W}{m^2 \cdot K} \times \frac{0,02375 m}{0,025 m} + 3418,992157 \frac{W}{m^2 \cdot K}} \times (314,0285 - 308,0475388)$$

$$T_s = 312,02711688^\circ\text{K}$$

$$T_s = 39^\circ\text{C}$$

Karena selisihnya hanya $0,02711688^\circ\text{C}$ dari T_s asumsi, maka asumsi mendekati benar.

• Perhitungan *Overall Heat Transfer Coefficient (U)*

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R_{f,o}'' + \frac{r_o}{k} \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) + R_{f,i}'' + \left(\frac{r_o}{r_i}\right) \frac{1}{h_i}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{14936,3247 \frac{W}{m^2 \cdot K}} + 0,0001 \frac{m^2 \cdot K}{W} + \frac{0,0125 m}{21,77929 \frac{W}{m \cdot K}} \ln\left(\frac{0,0125 m}{0,011875 m}\right) + \frac{0,0125}{0,011875} \times 0,0001 + \frac{0,0125}{0,011875} \times \frac{1}{3913,658507}}$$

$$= 1654,895192 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

• Luasan perpindahan panas zona *desuperheating* (A_{desup})

Luasan perpindahan panas pada zona *desuperheating* diasumsikan sebesar 98,5% dari total luas permukaan *tube*, sehingga luasan zona *condensing* adalah :

$$A_{conden} = \frac{98,5}{100} \times \pi \times d_o \times l \times N_t$$

$$A_{conden} = \frac{98,5}{100} \times \pi \times 0,025 \times 8,909 \times \frac{15136}{2}$$

$$A_{conden} = 5218,082754 \text{ m}^2$$

- Laju perpindahan panas pada zona *condensing* :

$$q_{conden} = U_{conden} A_{conden} \Delta T_{LM,conden}$$

$$q_{conden} = 1654,895192 \frac{W}{m^2 K} \times 5218,082 \text{ m}^2 \times 8,09305 \text{ K}$$

$$q_{conden} = 46940531,93 \text{ Watt}$$

c. Zona Subcooling

Zona *subcooling* adalah zona dimana *steam* yang masuk ke dalam kondensor didinginkan hingga mencapai suhu *saturated*. Sebelum menghitung di zona *subcooling* terlebih dahulu ditentukan properties fluida dengan $T_{mean,subcool}$ sebagai berikut :

$$T_{mean,subcool} = \frac{T_{x1} + T_{ci}}{2}$$

$$T_{mean,subcool} = \frac{(305,351699 + 305,34233)K}{2}$$

$$T_{mean,subcool} = 305,347 \text{ K}$$

Sehingga didapatkan properties dari tabel A6. *Thermophysical properties of saturated water* sebagai berikut:

$$v_f = 1,00514 \times 10^{-3} \frac{m^3}{kg}$$

$$\rho_f = 994,8862 \frac{kg}{m^3}$$

$$\mu_f = 763,968 \times 10^{-6} \frac{Ns}{m^2}$$

$$k_f = 620,544 \times 10^{-3} \frac{W}{mK}$$

$$Pr_f = 5,16056$$

Menghitung nilai $T_{surface}$

$$T_{s,subcool} = \frac{T_{ho} + T_{ci}}{2}$$

$$T_{s,subcool} = \frac{313,1956 K + 305,3423K}{2}$$

$$T_{s,subcool} = 309,26899 K$$

Dengan $T_{surface}$, maka didapatkan nilai Prs sebagai berikut :

$$Prs = 4,70526$$

- Untuk mencari laju perpindahan panas di zona *subcooling*, pertama ditentukan kecepatannya.

$$V = \frac{\dot{m}_h}{\rho_{subcool} A_{crossflow}}$$

$$V = \frac{\dot{m}_h}{\rho_{subcool} \times (N_{row} S_T L)}$$

$$V = \frac{21,04424431 \frac{kg}{s}}{994,8862 \frac{kg}{m^3} \times (153 \times 0,05499 m \times 8,909 m)}$$

$$V = 2,82 \times 10^{-4} \frac{m}{s}$$

V_{max} terjadi di A1, maka :

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} \times V$$

$$V_{max} = \frac{54,99}{54,99 - 25} \times 2,82 \times 10^{-4} \frac{m}{s}$$

$$V_{max} = 5,17 \times 10^{-4} \frac{m}{s}$$

- *Reynold Number*

$$Re_{Dmax,subcool} = \frac{\rho_{desup} V_{max} d_o}{\mu_{desup}}$$

$$Re_{Dmax,subcool} = \frac{994,8862 \frac{kg}{m^3} \times 5,17 \times 10^{-4} \frac{m}{s} \times 0,025 m}{763,968 \times 10^{-6} \frac{Ns}{m^2}}$$

$$Re_{Dmax,subcool} = 16,8461755$$

- *Nusselt Number*

Sebelum menghitung *nusselt number*, terlebih dahulu harus mencari C dan m dari *table constant for the tube bank in cross flow*

Tabel 7.5 Constants for the tube bank in cross flow

Configuration	$Re_{D,max}$	C_1	m
Aligned	$10-10^2$	0.80	0.40
Staggered	$10-10^2$	0.90	0.40
Aligned	10^2-10^3	Approximate as a single (isolated) cylinder	
Staggered	10^2-10^3		
Aligned	$10^3-2 \times 10^5$	0.27	0.63
$(S_T/S_L > 0.7)^a$			
Staggered	$10^3-2 \times 10^5$	$0.35(S_T/S_L)^{1/5}$	0.60
$(S_T/S_L < 2)$			
Staggered	$10^3-2 \times 10^5$	0.40	0.60
$(S_T/S_L > 2)$			
Aligned	$2 \times 10^5-2 \times 10^6$	0.021	0.84
Staggered	$2 \times 10^5-2 \times 10^6$	0.022	0.84

^aFor $S_T/S_L < 0.7$, heat transfer is inefficient and aligned tubes should not be used.

$$\frac{ST}{SL} = \frac{54,98 \text{ mm}}{31,75 \text{ mm}} = 1,731$$

Maka nilai $C = 0,9$ dan $m = 0,6$ dan

$$Nu_{D,subcool} = C Re_{D,max}^m Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4}$$

$$Nu_{D,subcool} = 0,9 \times 16,84617^{0,6} \times 5,16056^{0,36} \times \left(\frac{5,16056}{4,70526} \right)^{1/4}$$

$$Nu_{D,subcool} = 5,217460613$$

- Koefisien konveksi *subcooling*

$$ho_{subcool} = \frac{Nu_{D,subcool} k_{subcool}}{d_o}$$

$$ho_{subcool} = \frac{5,217460613 \frac{kg}{s} \times 620,544 \times 10^{-3} \frac{W}{m.K}}{0,025m}$$

$$ho_{subcool} = 129,506555 \frac{W}{m^2K}$$

- Perhitungan Overall Heat Transfer Coefficient (U)

$$U_{subcool} = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R_{f,o}'' + \frac{r_o}{k} \ln \left(\frac{r_o}{r_i} \right) + R_{f,i}'' + \left(\frac{r_o}{r_i} \right) \frac{1}{h_i}}$$

$$\begin{aligned}
 U_{subcool} &= \frac{1}{\frac{1}{129,5065 \frac{W}{m^2 \cdot K}} + 0,0001 \frac{m^2 \cdot K}{W} + \frac{0,0125 \frac{m}{m}}{21,77929 \frac{W}{m \cdot K}} \ln\left(\frac{0,0125 \frac{m}{m}}{0,011875 \frac{m}{m}}\right) +} \\
 &\quad \frac{1}{\frac{0,0125}{0,011875} \times 0,0001 + \frac{0,0125}{0,011875} \times \frac{1}{3418,992157}} \\
 &= 121,081004 \frac{W}{m^2 K}
 \end{aligned}$$

- Luasan perpindahan panas zona *subcooling* (A_{desup})

Luasan perpindahan panas pada zona *subcooling* diasumsikan sebesar 0,05% dari total luas permukaan *tube*. Sehingga luasan zona *subcooling* adalah :

$$\begin{aligned}
 A_{subcool} &= \frac{0,05}{100} \times \pi \times d_o \times l \times N_t \\
 A_{subcool} &= \frac{0,05}{100} \times \pi \times 0,025 \times 8,909 \times \frac{15136}{2} \\
 A_{subcool} &= 26,48773 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

- Laju perpindahan panas pada zona *subcooling* :

$$\begin{aligned}
 q_{subcool} &= U_{subcool} A_{subcool} \Delta T_{LM,subcool} \\
 q_{subcool} &= 121,081004 \frac{W}{m^2 K} \times 26,48773 \text{ m}^2 \times 8,09305 \text{ K} \\
 q_{subcool} &= 25955,73 \text{ Watt}
 \end{aligned}$$

4.3.4 Laju Perpindahan Panas Total

$$\begin{aligned}
 q_{tot} &= q_{desuperheating} + q_{condensing} + q_{subcooling} \\
 q_{tot} &= (3980,818 + 46940531,93 + 25955,73) \text{ Watt} \\
 q_{tot} &= 46940531,93 \text{ Watt} = 46,94053193 \text{ MW}
 \end{aligned}$$

4.3.5 Overall Heat Transfer Total

$$\begin{aligned}
 U_{tot} &= U_{desuperheating} + U_{condensing} + U_{subcooling} \\
 U_{tot} &= (22,737555 + 1654,895192 + 121,081004) \frac{W}{m^2 K} \\
 U_{tot} &= 1798,713751 \frac{W}{m^2 K}
 \end{aligned}$$

4.4 Perhitungan dengan Metode *Number of Transfer Unit (NTU) – Effectiveness (ε)*

4.4.1 Perhitungan *Heat Capacity*

Sebelum mencari efektifitas dari kondensor, harus diketahui terlebih dahulu *heat capacity cold* (Cc) dan *hot* (Ch), yaitu:

- Kapasitas panas pada sisi *tube* :

$$\begin{aligned} C_c &= \dot{m}_c \times C_{p,f} \\ &= 2242,347446 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 4,178 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}} \\ &= 9368,527629 \frac{\text{kJ}}{\text{s.K}} \rightarrow (C_{\text{max}}) \end{aligned}$$

- Kapasitas panas di sisi *shell* :

$$\begin{aligned} C_h &= \dot{m}_h \times (C_{p,s} + C_{p,g} + C_{p,f}) \\ &= 21,04424431 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times (1,88691 + 1,88683 + 4,178) \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}} \\ &= 167,3383593 \frac{\text{kJ}}{\text{s.K}} \rightarrow (C_{\text{min}}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} C_r &= \frac{C_{\text{min}}}{C_{\text{max}}} \\ &= \frac{167,3383593 \frac{\text{kJ}}{\text{s.K}}}{9368,527629 \frac{\text{kJ}}{\text{s.K}}} \\ &= 0,017861757 \end{aligned}$$

4.2.2 Perhitungan *Effectiveness - NTU*

$$\begin{aligned} NTU &= \frac{UA}{C_{\text{min}}} \\ NTU &= \frac{1798,713751 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \times \pi \times 0,025 \text{m} \times 8,909 \text{m} \times 7568}{167,3383593 \frac{\text{kJ}}{\text{s.K}}} \\ NTU &= 56,94312276 \end{aligned}$$

Karena penelitian ini menggunakan zona *condensing*, maka tipe kondensor *shell and tube two passes (2 tube passes)* digunakan persamaan sebagai berikut :

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{\frac{1}{2}} \times \frac{1 + \exp[-(NTU)_1(1 + C_r^2)^{\frac{1}{2}}]}{1 - \exp[-(NTU)_1(1 + C_r^2)^{\frac{1}{2}}]} \right\}^{-1}$$

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + 0,017861757 + (1 + 0,017861757^2)^{\frac{1}{2}} \times \frac{1 + \exp[-(56,94312276)_1(1 + 0,017861757^2)^{\frac{1}{2}}]}{1 - \exp[-(56,94312276)_1(1 + 0,017861757^2)^{\frac{1}{2}}]} \right\}^{-1}$$

$$= 0,991069834$$

BAB V

PENUTUP

5.1. Kesimpulan

1. Laju perpindahan panas kondensor unit 3 pada bulan Juni sebesar 194,1226889 MW.
2. Efektivitas kondensor unit 3 pada bulan Juni sebesar 0,9978764.
3. Laju perpindahan panas pada kondensor dipengaruhi oleh kondisi kevakuman kondensor. Semakin tinggi kevakuman kondensor maka *steam* semakin mudah menuju kondensor, sehingga meningkatkan performa dari kondensor.
4. Laju aliran massa mempengaruhi laju perpindahan panas.
5. Semakin banyak steam yang masuk ke dalam kondensor, maka semakin banyak pula sea water yang masuk ke dalam kondensor sebagai media pendinginan.

5.2. Saran

Pada perhitungan laju perpindahan panas dan effektivitas kondensor di PLTU Unit 3 ini belum sepenuhnya sempurna. Hal ini dikarenakan masih banyak parameter-parameter yang tidak diikutkan dalam perhitungan, seperti *factor plugging*, *pressure drop*, beberapa zona dalam kondensor dan yang lainnya. Selain itu keterbatasan data yang diperoleh dari operasi PLTU, sehingga membuat data yang dianalisis menggunakan asumsi-asumsi tertentu, seperti pada laju aliran massa pada sisi air pendingin, kapasitas aliran air pendingin, dan faktor koreksi yang mempengaruhi laju perpindahan panas. Sehingga menyebabkan berkurangnya keakuratan data. Dan sebaiknya menggunakan data pada beban yang sama.

Semoga pada penelitian kondensor unit 3 selanjutnya mampu memberikan hasil yang lebih akurat. Selain itu, semoga tugas akhir ini mampu dijadikan referensi kepada peneliti lain untuk meneliti performa kondensor, serta memberikan manfaat kepada pihak PLTU Unit 3, PT. PJB UP Gresik untuk mengetahui kondisi kondensor saat bulan Juni.

Halaman ini sengaja dikosongkan

LAMPIRAN

Tabel Thermophysical properties of Selected Methallic Solids

TABLE A.1 Thermophysical Properties of Selected Metallic Solids*

Composition	Melting Point (K)	Properties at 300 K					Properties at Various Temperatures (K)									
		ρ (kg/m ³)	c_p (J/kg · K)	k (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)		k (W/m · K)/ c_p (J/kg · K)									
							100	200	400	600	800	1000	1200	1500	2000	2500
Aluminum																
Pure	933	2702	903	237	97.1	302	237	240	231	218						
						482	798	949	1033	1146						
Alloy 2024-T6 (4.5% Cu, 1.5% Mg, 0.6% Mn)	775	2770	875	177	73.0	65	163	186	186							
						473	787	925	1042							
Alloy 195, Cast (4.5% Cu)		2790	883	168	68.2			174	185							
								—	—							
Beryllium	1550	1850	1825	200	59.2	990	301	161	126	106	90.8	78.7				
						203	1114	2191	2604	2823	3018	3227	3519			
Bismuth	545	9780	122	7.86	6.59	16.5	9.69	7.04								
						112	120	127								
Boron	2573	2500	1107	27.0	9.76	190	55.5	16.8	10.6	9.60	9.85					
						128	600	1463	1892	2160	2338					
Cadmium	594	8650	231	96.8	48.4	203	99.3	94.7								
						198	222	242								
Chromium	2118	7160	449	93.7	29.1	159	111	90.9	80.7	71.3	65.4	61.9	57.2	49.4		
						192	384	484	542	581	616	682	779	937		
Cobalt	1769	8862	421	99.2	26.6	167	122	85.4	67.4	58.2	52.1	49.3	42.5			
						236	379	450	503	550	628	733	674			
Copper																
Pure	1358	8933	385	401	117	482	413	393	379	366	352	339				
						252	356	397	417	433	451	480				
Commercial bronze (90% Cu, 10% Al)	1293	8800	420	52	14	42	52	59								
Phosphor gear bronze (89% Cu, 11% Sn)	1104	8780	355	54	17	41	65	74								
Cartridge brass (70% Cu, 30% Zn)	1188	8530	380	110	33.9	75	95	137	149							
							360	395	425							
Constantan (55% Cu, 45% Ni)	1493	8920	384	23	6.71	17	19									
						237	362									
Germanium	1211	5360	322	59.9	34.7	232	96.8	43.2	27.3	19.8	17.4	17.4				
						190	290	337	348	357	375	395				

TABLE A.1 Continued

Composition	Melting Point (K)	Properties at 300 K					Properties at Various Temperatures (K)									
		ρ (kg/m ³)	c_p (J/kg · K)	k (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)		k (W/m · K)/ c_p (J/kg · K)									
							100	200	400	600	800	1000	1200	1500	2000	2500
Gold	1336	19300	129	317	127	327	323	311	298	284	270	255				
						109	124	131	135	140	145	155				
Iridium	2720	22500	130	147	50.3	172	153	144	138	132	126	120	111			
						90	122	133	138	144	153	161	172			
Iron																
Pure	1810	7870	447	80.2	23.1	134	94.0	69.5	54.7	43.3	32.8	28.3	32.1			
						216	384	490	574	680	975	609	654			
Armco (99.75% pure)	7870	447	72.7	20.7	95.6	80.6	65.7	53.1	42.2	32.3	28.7	31.4				
						215	384	490	574	680	975	609	654			
Carbon steels																
Plain carbon (Mn \leq 1%, Si \leq 0.1%)	7854	434	60.5	17.7			56.7	48.0	39.2	30.0						
							487	559	685	1169						
AISI 1010	7832	434	63.9	18.8			58.7	48.8	39.2	31.3						
							487	559	685	1168						
Carbon-silicon (Mn \leq 1%, 0.1% \leq Si \leq 0.6%)	7817	446	51.9	14.9			49.8	44.0	37.4	29.3						
							501	582	699	971						
Carbon-manganese-silicon (1% \leq Mn \leq 1.65%, 0.1% \leq Si \leq 0.6%)	8131	434	41.0	11.6			42.2	39.7	35.0	27.6						
							487	559	685	1090						
Chromium (low) steels																
1 Cr-4Mo-Si (0.18% C, 0.65% Cr, 0.23% Mo, 0.6% Si)	7822	444	37.7	10.9			38.2	36.7	33.3	26.9						
							492	575	688	969						
1 Cr-4Mo (0.16% C, 1% Cr, 0.54% Mo, 0.39% Si)	7858	442	42.3	12.2			42.0	39.1	34.5	27.4						
							492	575	688	969						
1 Cr-V (0.25% C, 1.02% Cr, 0.15% V)	7836	443	48.9	14.1			46.8	42.1	36.3	28.2						
							492	575	688	969						

Tabel Thermophysical Properties of Saturated Water

TABLE A.6 Thermophysical Properties of Saturated Water*

Temperature, T (K)	Pressure, p (bars) ^b	Specific Volume (m ³ /kg)		Heat of Vaporization, h_{fg} (kJ/kg)	Specific Heat (kJ/kg · K)		Viscosity (N · s/m ²)		Thermal Conductivity (W/m · K)		Prandtl Number		Surface Tension, σ_f · 10 ³ (N/m)	Expansion Coeff. β_f · 10 ⁶ (K ⁻¹)	Temperature, T (K)
		v_f · 10 ³	v_g		$c_{p,f}$	$c_{p,g}$	μ_f · 10 ⁶	μ_g · 10 ⁶	k_f · 10 ³	k_g · 10 ³	Pr_f	Pr_g			
273.15	0.00611	1.000	206.3	2502	4.217	1.854	1750	8.02	569	18.2	12.99	0.815	75.5	-68.05	273.15
275	0.00697	1.000	181.7	2497	4.211	1.855	1652	8.09	574	18.3	12.22	0.817	75.3	-32.74	275
280	0.00990	1.000	130.4	2485	4.198	1.858	1422	8.29	582	18.6	10.26	0.825	74.8	46.04	280
285	0.01387	1.000	99.4	2473	4.189	1.861	1225	8.49	590	18.9	8.81	0.833	74.3	114.1	285
290	0.01917	1.001	69.7	2461	4.184	1.864	1080	8.69	598	19.3	7.56	0.841	73.7	174.0	290
295	0.02617	1.002	51.94	2449	4.181	1.868	959	8.89	606	19.5	6.62	0.849	72.7	227.5	295
300	0.03531	1.003	39.13	2438	4.179	1.872	855	9.09	613	19.6	5.83	0.857	71.7	276.1	300
305	0.04712	1.005	29.74	2426	4.178	1.877	769	9.29	620	20.1	5.20	0.865	70.9	320.6	305
310	0.06221	1.007	22.93	2414	4.178	1.882	695	9.49	628	20.4	4.62	0.873	70.0	361.9	310
315	0.08132	1.009	17.82	2402	4.179	1.888	631	9.69	634	20.7	4.16	0.883	69.2	400.4	315
320	0.1053	1.011	13.98	2390	4.180	1.895	577	9.89	640	21.0	3.77	0.894	68.3	436.7	320
325	0.1351	1.013	11.06	2378	4.182	1.903	528	10.09	645	21.3	3.42	0.901	67.5	471.2	325
330	0.1719	1.016	8.82	2366	4.184	1.911	489	10.29	650	21.7	3.15	0.908	66.6	504.0	330
335	0.2167	1.018	7.09	2354	4.186	1.920	453	10.49	656	22.0	2.88	0.916	65.8	535.5	335
340	0.2713	1.021	5.74	2342	4.188	1.930	420	10.69	660	22.3	2.66	0.925	64.9	566.0	340
345	0.3372	1.024	4.683	2329	4.191	1.941	389	10.89	664	22.6	2.45	0.933	64.1	595.4	345
350	0.4163	1.027	3.846	2317	4.195	1.954	365	11.09	668	23.0	2.29	0.942	63.2	624.2	350
355	0.5100	1.030	3.180	2304	4.199	1.968	343	11.29	671	23.3	2.14	0.951	62.3	652.3	355
360	0.6209	1.034	2.645	2291	4.203	1.983	324	11.49	674	23.7	2.02	0.960	61.4	679.7	360
365	0.7514	1.038	2.212	2278	4.209	1.999	306	11.69	677	24.1	1.91	0.969	60.5	707.1	365
370	0.9040	1.041	1.861	2265	4.214	2.017	289	11.89	679	24.5	1.80	0.978	59.5	728.7	370
373.15	1.0133	1.044	1.679	2257	4.217	2.029	279	12.02	680	24.8	1.76	0.984	58.9	750.1	373.15
375	1.0815	1.045	1.574	2252	4.220	2.036	274	12.09	681	24.9	1.70	0.987	58.6	761	375
380	1.2869	1.049	1.337	2239	4.226	2.057	260	12.29	683	25.4	1.61	0.999	57.6	788	380
385	1.5233	1.053	1.142	2225	4.232	2.080	248	12.49	685	25.8	1.53	1.004	56.6	814	385
390	1.794	1.058	0.980	2212	4.239	2.104	237	12.69	686	26.3	1.47	1.013	55.6	841	390
400	2.455	1.067	0.731	2183	4.256	2.158	217	13.05	688	27.2	1.34	1.033	53.6	896	400
410	3.302	1.077	0.553	2153	4.278	2.221	200	13.42	688	28.2	1.24	1.054	51.5	952	410
420	4.370	1.088	0.425	2123	4.302	2.291	185	13.79	688	29.8	1.16	1.075	49.4	1010	420
430	5.699	1.099	0.331	2091	4.331	2.369	173	14.14	685	30.4	1.09	1.10	47.2	430	430

TABLE A.6 Continued

Temperature, T (K)	Pressure, p (bars) ^b	Specific Volume (m ³ /kg)		Heat of Vaporization, h_{fg} (kJ/kg)	Specific Heat (kJ/kg · K)		Viscosity (N · s/m ²)		Thermal Conductivity (W/m · K)		Prandtl Number	Surface Tension, σ_f · 10 ³ (N/m)	Expansion Coeff. β_f · 10 ⁶ (K ⁻¹)	Temperature, T (K)
		v_f · 10 ³	v_g		$c_{p,f}$	$c_{p,g}$	μ_f · 10 ⁶	μ_g · 10 ⁶	k_f · 10 ³	k_g · 10 ³				
440	7.333	1.110	0.261	2059	4.36	2.46	162	14.50	682	31.7	1.04	1.12	45.1	440
450	9.319	1.123	0.208	2024	4.40	2.56	152	14.85	678	33.1	0.99	1.14	42.9	450
460	11.71	1.137	0.167	1989	4.44	2.68	143	15.19	673	34.6	0.95	1.17	40.7	460
470	14.55	1.152	0.136	1951	4.48	2.79	136	15.54	667	36.3	0.92	1.20	38.5	470
480	17.90	1.167	0.111	1912	4.53	2.94	129	15.88	660	38.1	0.89	1.23	36.2	480
490	21.83	1.184	0.0922	1870	4.59	3.10	124	16.23	651	40.1	0.87	1.25	33.9	490
500	26.40	1.203	0.0766	1825	4.66	3.27	118	16.59	642	42.3	0.86	1.28	31.6	500
510	31.66	1.222	0.0631	1779	4.74	3.47	113	16.95	631	44.7	0.85	1.31	29.3	510
520	37.70	1.244	0.0525	1730	4.84	3.70	108	17.33	621	47.5	0.84	1.35	26.9	520
530	44.58	1.268	0.0445	1679	4.95	3.96	104	17.72	608	50.6	0.85	1.39	24.5	530
540	52.38	1.294	0.0375	1622	5.08	4.27	101	18.1	594	54.0	0.86	1.43	22.1	540
550	61.19	1.323	0.0317	1564	5.24	4.64	97	18.6	580	58.3	0.87	1.47	19.7	550
560	71.08	1.355	0.0269	1499	5.43	5.09	94	19.1	563	63.7	0.90	1.52	17.3	560
570	82.16	1.392	0.0228	1429	5.68	5.67	91	19.7	548	76.7	0.94	1.59	15.0	570
580	94.51	1.433	0.0193	1353	6.00	6.40	88	20.4	528	76.7	0.99	1.68	12.8	580
590	108.3	1.482	0.0163	1274	6.41	7.35	84	21.5	513	84.1	1.05	1.84	10.5	590
600	123.5	1.541	0.0137	1176	7.00	8.75	81	22.7	497	92.9	1.14	2.15	8.4	600
610	137.3	1.612	0.0115	1068	7.85	11.1	77	24.1	467	103	1.30	2.60	6.3	610
620	159.1	1.705	0.0094	941	9.35	15.4	72	25.9	444	114	1.52	3.46	4.5	620
625	169.1	1.778	0.0085	858	10.6	18.3	70	27.0	430	121	1.65	4.20	3.5	625
630	179.7	1.856	0.0075	781	12.6	22.1	67	28.0	412	130	2.0	4.8	2.6	630
635	190.9	1.935	0.0066	683	16.4	27.6	64	30.0	392	141	2.7	6.0	1.5	635
640	202.7	2.075	0.0057	560	26	42	59	32.0	367	155	4.2	9.6	0.8	640
645	215.2	2.351	0.0045	361	90	—	54	37.0	331	178	12	26	0.1	645
647.3 ^c	221.2	3.170	0.0032	0	∞	∞	45	45.0	238	238	—	∞	0.0	647.3 ^c

*Adapted from Reference 22.

^b1 bar = 10⁵ N/m².

^cCritical temperature.

Tabel Fouling Factor Pada Heat Exchanger

TABLE 11.1 Representative Fouling Factors [1]

Fluid	R_f'' ($\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$)
Seawater and treated boiler feedwater (below 50°C)	0.0001
Seawater and treated boiler feedwater (above 50°C)	0.0002
River water (below 50°C)	0.0002–0.001
Fuel oil	0.0009
Refrigerating liquids	0.0002
Steam (nonoil bearing)	0.0001

Tabel Faktor Koreksi untuk Tipe Heat Exchanger

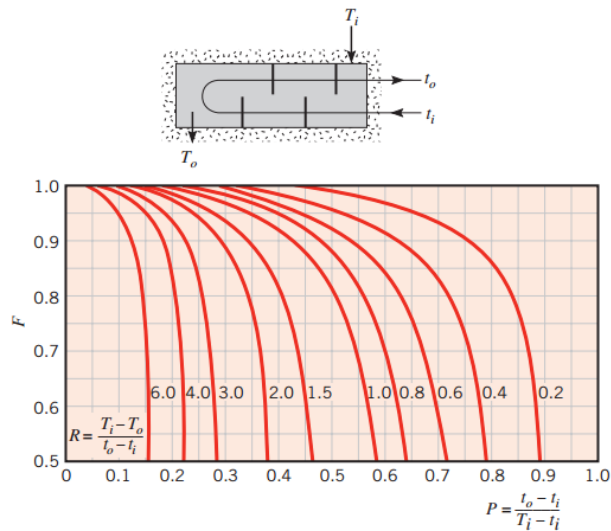


FIGURE 11S.1 Correction factor for a shell-and-tube heat exchanger with one shell and any multiple of two tube passes (two, four, etc., tube passes).

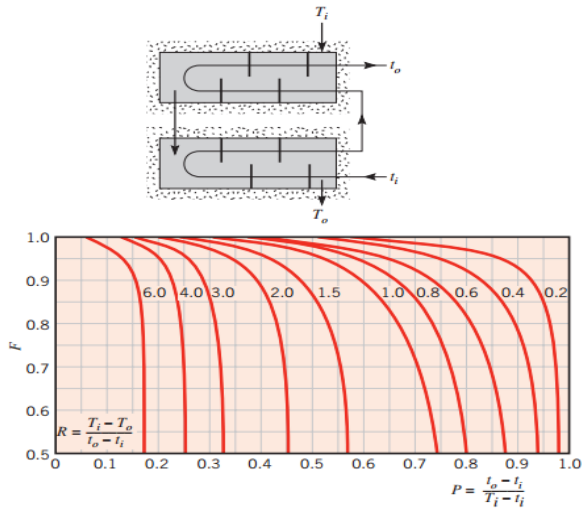


FIGURE 11S.2 Correction factor for a shell-and-tube heat exchanger with two shell passes and any multiple of four tube passes (four, eight, etc., tube passes).

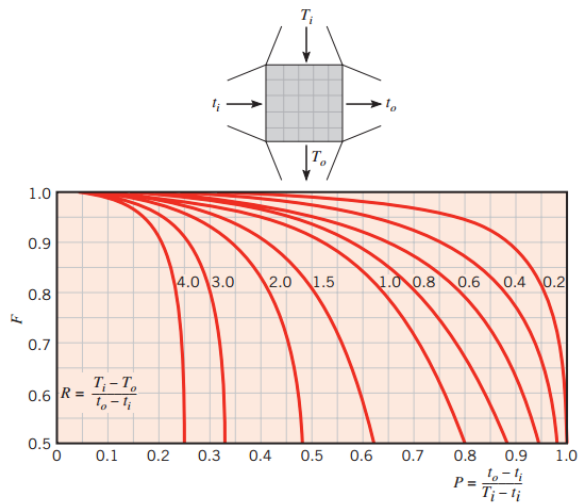


FIGURE 11S.3 Correction factor for a single-pass, cross-flow heat exchanger with both fluids unmixed.

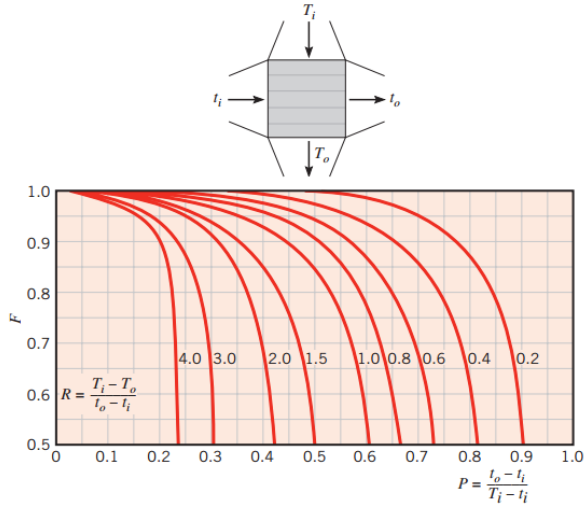


FIGURE 11S.4 Correction factor for a single-pass, cross-flow heat exchanger with one fluid mixed and the other unmixed.

Tabel Heat Exchanger Effectiveness

TABLE 11.3 Heat Exchanger Effectiveness Relations [5]

Flow Arrangement	Relation	
Parallel flow	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + C_r)]}{1 + C_r}$	(11.28a)
Counterflow	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU(1 - C_r)]}$	$(C_r < 1)$
	$\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU}$	$(C_r = 1)$ (11.29a)
Shell-and-tube		
One shell pass (2, 4, ... tube passes)	$\varepsilon_1 = 2 \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{1/2} \times \frac{1 + \exp[-(NTU)_1(1 + C_r^2)^{1/2}]}{1 - \exp[-(NTU)_1(1 + C_r^2)^{1/2}]} \right\}^{-1}$	(11.30a)
n shell passes ($2n, 4n, \dots$ tube passes)	$\varepsilon = \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - 1 \right] \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - C_r \right]^{-1}$	(11.31a)
Cross-flow (single pass)		
Both fluids unmixed	$\varepsilon = 1 - \exp \left[\left(\frac{1}{C_r} \right) (NTU)^{0.22} \{ \exp[-C_r(NTU)^{0.78}] - 1 \} \right]$	(11.32)
C_{\max} (mixed), C_{\min} (unmixed)	$\varepsilon = \left(\frac{1}{C_r} \right) (1 - \exp[-C_r \{ 1 - \exp(-NTU) \}])$	(11.33a)
C_{\min} (mixed), C_{\max} (unmixed)	$\varepsilon = 1 - \exp(-C_r^{-1} \{ 1 - \exp[-C_r(NTU)] \})$	(11.34a)
All exchangers ($C_r = 0$)	$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$	(11.35a)

Tabel Heat Exchanger NTU

TABLE 11.4 Heat Exchanger NTU Relations

Flow Arrangement	Relation	
Parallel flow	$NTU = -\frac{\ln[1 - \varepsilon(1 + C_r)]}{1 + C_r}$	(11.28b)
Counterflow	$NTU = \frac{1}{C_r - 1} \ln\left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon C_r - 1}\right)$	$(C_r < 1)$
	$NTU = \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon}$	$(C_r = 1)$ (11.29b)
Shell-and-tube		
One shell pass (2, 4, . . . tube passes)	$(NTU)_1 = -(1 + C_r^2)^{-1/2} \ln\left(\frac{E - 1}{E + 1}\right)$	(11.30b)
	$E = \frac{2/\varepsilon_1 - (1 + C_r)}{(1 + C_r^2)^{1/2}}$	(11.30c)
n shell passes (2 <i>n</i> , 4 <i>n</i> , . . . tube passes)	Use Equations 11.30b and 11.30c with	
	$\varepsilon_1 = \frac{F - 1}{F - C_r}$ $F = \left(\frac{\varepsilon C_r - 1}{\varepsilon - 1}\right)^{1/n}$ $NTU = n(NTU)_1$	(11.31b, c, d)
Cross-flow (single pass)		
C_{\max} (mixed), C_{\min} (unmixed)	$NTU = -\ln\left[1 + \left(\frac{1}{C_r}\right) \ln(1 - \varepsilon C_r)\right]$	(11.33b)
C_{\min} (mixed), C_{\max} (unmixed)	$NTU = -\left(\frac{1}{C_r}\right) \ln[C_r \ln(1 - \varepsilon) + 1]$	(11.34b)
All exchangers ($C_r = 0$)	$NTU = -\ln(1 - \varepsilon)$	(11.35b)

Grafik NTU terhadap Effectiveness Heat Exchanger

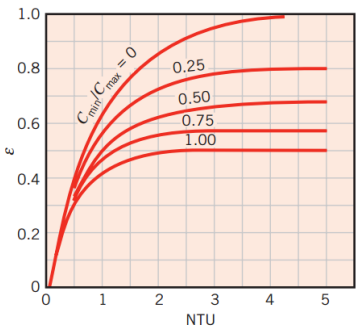


FIGURE 11.10 Effectiveness of a parallel-flow heat exchanger (Equation 11.28).

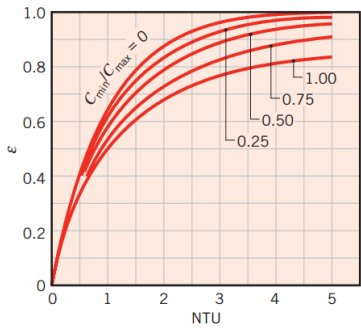


FIGURE 11.11 Effectiveness of a counterflow heat exchanger (Equation 11.29).

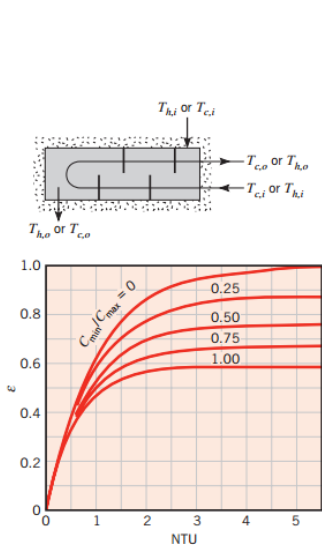


FIGURE 11.12 Effectiveness of a shell-and-tube heat exchanger with one shell and any multiple of two tube passes (two, four, etc. tube passes) (Equation 11.30).

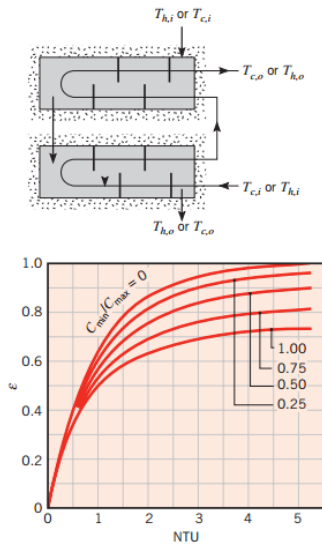


FIGURE 11.13 Effectiveness of a shell-and-tube heat exchanger with two shell passes and any multiple of four tube passes (four, eight, etc. tube passes) (Equation 11.31 with $n = 2$).

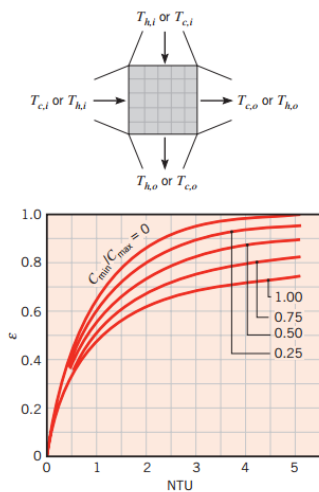


FIGURE 11.14 Effectiveness of a single-pass, cross-flow heat exchanger with both fluids unmixed (Equation 11.32).

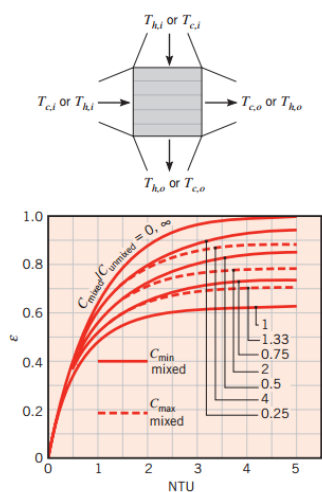


FIGURE 11.15 Effectiveness of a single-pass, cross-flow heat exchanger with one fluid mixed and the other unmixed (Equations 11.33, 11.34).

LAMPIRAN

Tabel Thermophysical properties of Selected Methallic Solids

TABLE A.1 Thermophysical Properties of Selected Metallic Solids*

Composition	Melting Point (K)	Properties at 300 K				Properties at Various Temperatures (K)									
		ρ (kg/m ³)	c_p (J/kg · K)	k (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	k (W/m · K)/ c_p (J/kg · K)									
						100	200	400	600	800	1000	1200	1500	2000	2500
Aluminum															
Pure	933	2702	903	237	97.1	302	237	240	231	218					
						482	798	949	1033	1146					
Alloy 2024-T6 (4.5% Cu, 1.5% Mg, 0.6% Mn)	775	2770	875	177	73.0	65	163	186	186						
						473	787	925	1042						
Alloy 195, Cast (4.5% Cu)		2790	883	168	68.2			174	185						
								—	—						
Beryllium	1550	1850	1825	200	59.2	990	301	161	126	106	90.8	78.7			
						203	1114	2191	2604	2823	3018	3227	3519		
Bismuth	545	9780	122	7.86	6.59	16.5	9.69	7.04							
						112	120	127							
Boron	2573	2500	1107	27.0	9.76	190	55.5	16.8	10.6	9.60	9.85				
						128	600	1463	1892	2160	2338				
Cadmium	594	8650	231	96.8	48.4	203	99.3	94.7							
						198	222	242							
Chromium	2118	7160	449	93.7	29.1	159	111	90.9	80.7	71.3	65.4	61.9	57.2	49.4	
						192	384	484	542	581	616	682	779	937	
Cobalt	1769	8862	421	99.2	26.6	167	122	85.4	67.4	58.2	52.1	49.3	42.5		
						236	379	450	503	550	628	733	674		
Copper															
Pure	1358	8933	385	401	117	482	413	393	379	366	352	339			
						252	356	397	417	433	451	480			
Commercial bronze (90% Cu, 10% Al)	1293	8800	420	52	14	42	52	59							
Phosphor gear bronze (89% Cu, 11% Sn)	1104	8780	355	54	17	41	65	74							
Cartridge brass (70% Cu, 30% Zn)	1188	8530	380	110	33.9	75	95	137	149						
						17	19	360	395	425					
Constantan (55% Cu, 45% Ni)	1493	8920	384	23	6.71	17	19								
Germanium	1211	5360	322	59.9	34.7	232	96.8	43.2	27.3	19.8	17.4	17.4			
						190	290	337	348	357	375	395			

TABLE A.1 Continued

Composition	Melting Point (K)	Properties at 300 K				Properties at Various Temperatures (K)									
		ρ (kg/m ³)	c_p (J/kg · K)	k (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	k (W/m · K)/ c_p (J/kg · K)									
						100	200	400	600	800	1000	1200	1500	2000	2500
Gold	1336	19300	129	317	127	327	323	311	298	284	270	255			
						109	124	131	135	140	145	155			
Iridium	2720	22500	130	147	50.3	172	153	144	138	132	126	120	111		
						90	122	133	138	144	153	161	172		
Iron															
Pure	1810	7870	447	80.2	23.1	134	94.0	69.5	54.7	43.3	32.8	28.3	32.1		
						216	384	490	574	680	975	609	654		
Armco (99.75% pure)	7870	447	72.7	20.7	95.6	80.6	65.7	53.1	42.2	32.3	28.7	31.4			
						215	384	490	574	680	975	609	654		
Carbon steels															
Plain carbon (Mn \leq 1%, Si \leq 0.1%)	7854	434	60.5	17.7				56.7	48.0	39.2	30.0				
								487	559	685	1169				
AISI 1010	7832	434	63.9	18.8				58.7	48.8	39.2	31.3				
								487	559	685	1168				
Carbon-silicon (Mn \leq 1%, 0.1% \leq Si \leq 0.6%)	7817	446	51.9	14.9				49.8	44.0	37.4	29.3				
								501	582	699	971				
Carbon-manganese-silicon (1% \leq Mn \leq 1.65%, 0.1% \leq Si \leq 0.6%)	8131	434	41.0	11.6				42.2	39.7	35.0	27.6				
								487	559	685	1090				
Chromium (low) steels															
1Cr-4Mo-Si (0.18% C, 0.65% Cr, 0.23% Mo, 0.6% Si)	7822	444	37.7	10.9				38.2	36.7	33.3	26.9				
								492	575	688	969				
1Cr-4Mo (0.16% C, 1% Cr, 0.54% Mo, 0.39% Si)	7858	442	42.3	12.2				42.0	39.1	34.5	27.4				
								492	575	688	969				
1Cr-V (0.25% C, 1.02% Cr, 0.15% V)	7836	443	48.9	14.1				46.8	42.1	36.3	28.2				
								492	575	688	969				

Tabel Thermophysical Properties of Saturated Water

TABLE A.6 Thermophysical Properties of Saturated Water*

Temperature, T (K)	Pressure, p (bars) ^b	Specific Volume (m ³ /kg)		Heat of Vaporization, h_{fg} (kJ/kg)	Specific Heat (kJ/kg · K)		Viscosity (N · s/m ²)		Thermal Conductivity (W/m · K)		Prandtl Number		Surface Tension, σ_f · 10 ³ (N/m)	Expansion Coeff. β_f · 10 ⁴ (K ⁻¹)	Temperature, T (K)
		v_f · 10 ³	v_g		$c_{p,f}$	$c_{p,g}$	μ_f · 10 ⁶	μ_g · 10 ⁶	k_f · 10 ³	k_g · 10 ³	Pr_f	Pr_g			
273.15	0.00611	1.000	206.3	2502	4.217	1.854	1750	8.02	569	18.2	12.99	0.815	75.5	-68.05	273.15
275	0.00697	1.000	181.7	2497	4.211	1.855	1652	8.09	574	18.3	12.22	0.817	75.3	-32.74	275
280	0.00990	1.000	130.4	2485	4.198	1.858	1422	8.29	582	18.6	10.26	0.825	74.8	46.04	280
285	0.01387	1.000	99.4	2473	4.189	1.861	1225	8.49	590	18.9	8.81	0.833	74.3	114.1	285
290	0.01917	1.001	69.7	2461	4.184	1.864	1080	8.69	598	19.3	7.56	0.841	73.7	174.0	290
295	0.02617	1.002	51.94	2449	4.181	1.868	959	8.89	606	19.5	6.62	0.849	72.7	227.5	295
300	0.03531	1.003	39.13	2438	4.179	1.872	855	9.09	613	19.6	5.83	0.857	71.7	276.1	300
305	0.04712	1.005	29.74	2426	4.178	1.877	769	9.29	620	20.1	5.20	0.865	70.9	320.6	305
310	0.06221	1.007	22.93	2414	4.178	1.882	695	9.49	628	20.4	4.62	0.873	70.0	361.9	310
315	0.08132	1.009	17.82	2402	4.179	1.888	631	9.69	634	20.7	4.16	0.883	69.2	400.4	315
320	0.1053	1.011	13.98	2390	4.180	1.895	577	9.89	640	21.0	3.77	0.894	68.3	436.7	320
325	0.1351	1.013	11.06	2378	4.182	1.903	528	10.09	645	21.3	3.42	0.901	67.5	471.2	325
330	0.1719	1.016	8.82	2366	4.184	1.911	489	10.29	650	21.7	3.15	0.908	66.6	504.0	330
335	0.2167	1.018	7.09	2354	4.186	1.920	453	10.49	656	22.0	2.88	0.916	65.8	535.5	335
340	0.2713	1.021	5.74	2342	4.188	1.930	420	10.69	660	22.3	2.66	0.925	64.9	566.0	340
345	0.3372	1.024	4.683	2329	4.191	1.941	389	10.89	664	22.6	2.45	0.933	64.1	595.4	345
350	0.4163	1.027	3.846	2317	4.195	1.954	365	11.09	668	23.0	2.29	0.942	63.2	624.2	350
355	0.5100	1.030	3.180	2304	4.199	1.968	343	11.29	671	23.3	2.14	0.951	62.3	652.3	355
360	0.6209	1.034	2.645	2291	4.203	1.983	324	11.49	674	23.7	2.02	0.960	61.4	679.7	360
365	0.7514	1.038	2.212	2278	4.209	1.999	306	11.69	677	24.1	1.91	0.969	60.5	707.1	365
370	0.9040	1.041	1.861	2265	4.214	2.017	289	11.89	679	24.5	1.80	0.978	59.5	728.7	370
373.15	1.0133	1.044	1.679	2257	4.217	2.029	279	12.02	680	24.8	1.76	0.984	58.9	750.1	373.15
375	1.0815	1.045	1.574	2252	4.220	2.036	274	12.09	681	24.9	1.70	0.987	58.6	761	375
380	1.2869	1.049	1.337	2239	4.226	2.057	260	12.29	683	25.4	1.61	0.999	57.6	788	380
385	1.5233	1.053	1.142	2225	4.232	2.080	248	12.49	685	25.8	1.53	1.004	56.6	814	385
390	1.794	1.058	0.980	2212	4.239	2.104	237	12.69	686	26.3	1.47	1.013	55.6	841	390
400	2.455	1.067	0.731	2183	4.256	2.158	217	13.05	688	27.2	1.34	1.033	53.6	896	400
410	3.302	1.077	0.553	2153	4.278	2.221	200	13.42	688	28.2	1.24	1.054	51.5	952	410
420	4.370	1.088	0.425	2123	4.302	2.291	185	13.79	688	29.8	1.16	1.075	49.4	1010	420
430	5.699	1.099	0.331	2091	4.331	2.369	173	14.14	685	30.4	1.09	1.10	47.2	430	430

TABLE A.6 Continued

Temperature, <i>T</i> (K)	Pressure, <i>p</i> (bars) ^b	Specific Volume (m ³ /kg)		Heat of Vaporization, <i>h</i> _{fg} (kJ/kg)	Specific Heat (kJ/kg · K)		Viscosity (N · s/m ²)		Thermal Conductivity (W/m · K)		Prandtl Number	Surface Tension, <i>σ</i> _f · 10 ³ (N/m)	Expansion Coeff. <i>β</i> _f · 10 ⁴ (K ⁻¹)	Temperature, <i>T</i> (K)	
		<i>v</i> _f · 10 ³	<i>v</i> _g		<i>c</i> _{p,f}	<i>c</i> _{p,g}	<i>μ</i> _f · 10 ⁶	<i>μ</i> _g · 10 ⁶	<i>k</i> _f · 10 ³	<i>k</i> _g · 10 ³					
440	7.333	1.110	0.261	2059	4.36	2.46	162	14.50	682	31.7	1.04	1.12	45.1	440	
450	9.319	1.123	0.208	2024	4.40	2.56	152	14.85	678	33.1	0.99	1.14	42.9	450	
460	11.71	1.137	0.167	1989	4.44	2.68	143	15.19	673	34.6	0.95	1.17	40.7	460	
470	14.55	1.152	0.136	1951	4.48	2.79	136	15.54	667	36.3	0.92	1.20	38.5	470	
480	17.90	1.167	0.111	1912	4.53	2.94	129	15.88	660	38.1	0.89	1.23	36.2	480	
490	21.83	1.184	0.0922	1870	4.59	3.10	124	16.23	651	40.1	0.87	1.25	33.9	490	
500	26.40	1.203	0.0766	1825	4.66	3.27	118	16.59	642	42.3	0.86	1.28	31.6	500	
510	31.66	1.222	0.0631	1779	4.74	3.47	113	16.95	631	44.7	0.85	1.31	29.3	510	
520	37.70	1.244	0.0525	1730	4.84	3.70	108	17.33	621	47.5	0.84	1.35	26.9	520	
530	44.58	1.268	0.0445	1679	4.95	3.96	104	17.72	608	50.6	0.85	1.39	24.5	530	
540	52.38	1.294	0.0375	1622	5.08	4.27	101	18.1	594	54.0	0.86	1.43	22.1	540	
550	61.19	1.323	0.0317	1564	5.24	4.64	97	18.6	580	58.3	0.87	1.47	19.7	550	
560	71.08	1.355	0.0269	1499	5.43	5.09	94	19.1	563	63.7	0.90	1.52	17.3	560	
570	82.16	1.392	0.0228	1429	5.68	5.67	91	19.7	548	76.7	0.94	1.59	15.0	570	
580	94.51	1.433	0.0193	1353	6.00	6.40	88	20.4	528	76.7	0.99	1.68	12.8	580	
590	108.3	1.482	0.0163	1274	6.41	7.35	84	21.5	513	84.1	1.05	1.84	10.5	590	
600	123.5	1.541	0.0137	1176	7.00	8.75	81	22.7	497	92.9	1.14	2.15	8.4	600	
610	137.3	1.612	0.0115	1068	7.85	11.1	77	24.1	467	103	1.30	2.60	6.3	610	
620	159.1	1.705	0.0094	941	9.35	15.4	72	25.9	444	114	1.52	3.46	4.5	620	
625	169.1	1.778	0.0085	858	10.6	18.3	70	27.0	430	121	1.65	4.20	3.5	625	
630	179.7	1.856	0.0075	781	12.6	22.1	67	28.0	412	130	2.0	4.8	2.6	630	
635	190.9	1.935	0.0066	683	16.4	27.6	64	30.0	392	141	2.7	6.0	1.5	635	
640	202.7	2.075	0.0057	560	26	42	59	32.0	367	155	4.2	9.6	0.8	640	
645	215.2	2.351	0.0045	361	90	—	54	37.0	331	178	12	26	0.1	645	
647.3 ^c	221.2	3.170	0.0032	0	∞	∞	45	45.0	238	238	—	∞	0.0	—	647.3 ^c

*Adapted from Reference 22.

^b1 bar = 10⁵ N/m².

^cCritical temperature.

Tabel Fouling Factor Pada Heat Exchanger

TABLE 11.1 Representative Fouling Factors [1]

Fluid	R_f'' ($\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$)
Seawater and treated boiler feedwater (below 50°C)	0.0001
Seawater and treated boiler feedwater (above 50°C)	0.0002
River water (below 50°C)	0.0002–0.001
Fuel oil	0.0009
Refrigerating liquids	0.0002
Steam (nonoil bearing)	0.0001

Tabel Faktor Koreksi untuk Tipe Heat Exchanger

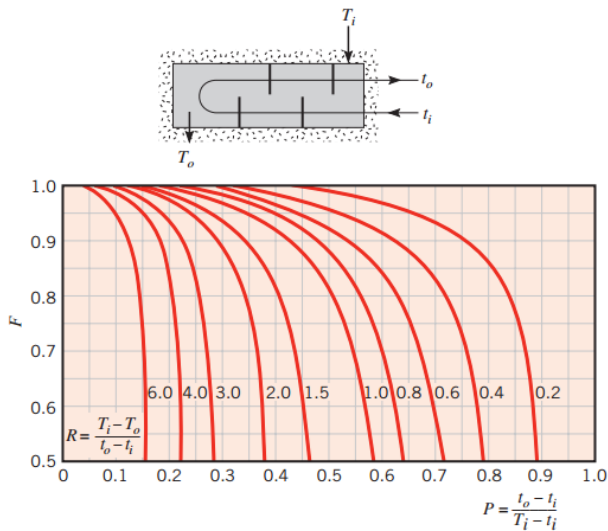


FIGURE 11S.1 Correction factor for a shell-and-tube heat exchanger with one shell and any multiple of two tube passes (two, four, etc., tube passes).

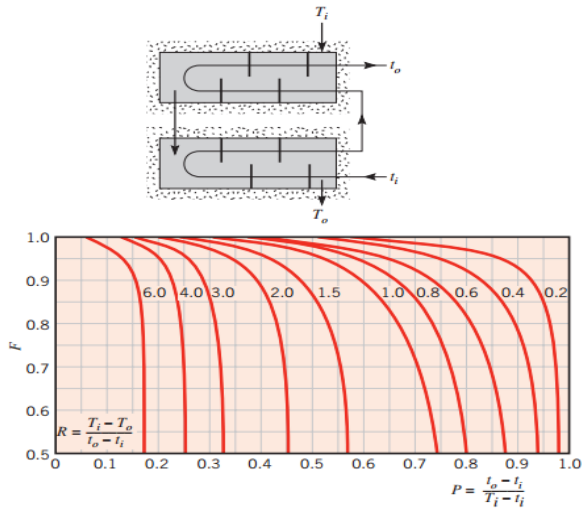


FIGURE 11S.2 Correction factor for a shell-and-tube heat exchanger with two shell passes and any multiple of four tube passes (four, eight, etc., tube passes).

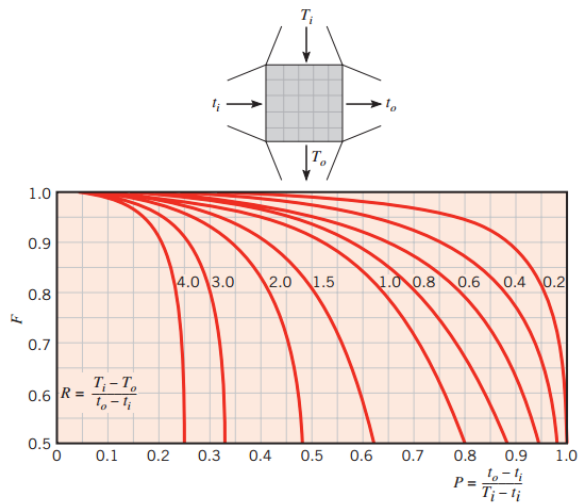


FIGURE 11S.3 Correction factor for a single-pass, cross-flow heat exchanger with both fluids unmixed.

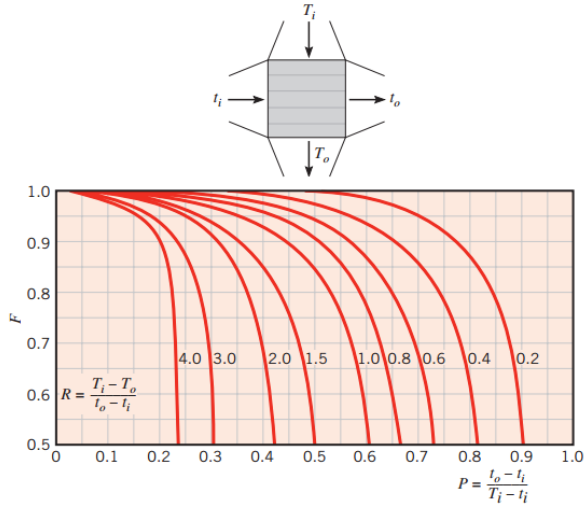


FIGURE 11S.4 Correction factor for a single-pass, cross-flow heat exchanger with one fluid mixed and the other unmixed.

Tabel Heat Exchanger Effectiveness

TABLE 11.3 Heat Exchanger Effectiveness Relations [5]

Flow Arrangement	Relation	
Parallel flow	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + C_r)]}{1 + C_r}$	(11.28a)
Counterflow	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU(1 - C_r)]}$	$(C_r < 1)$
	$\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU}$	$(C_r = 1)$ (11.29a)
Shell-and-tube		
One shell pass (2, 4, . . . tube passes)	$\varepsilon_1 = 2 \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{1/2} \times \frac{1 + \exp[-(NTU)_1(1 + C_r^2)^{1/2}]}{1 - \exp[-(NTU)_1(1 + C_r^2)^{1/2}]} \right\}^{-1}$	(11.30a)
n shell passes ($2n, 4n, . . .$ tube passes)	$\varepsilon = \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - 1 \right] \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - C_r \right]^{-1}$	(11.31a)
Cross-flow (single pass)		
Both fluids unmixed	$\varepsilon = 1 - \exp \left[\left(\frac{1}{C_r} \right) (NTU)^{0.22} \{ \exp[-C_r(NTU)^{0.78}] - 1 \} \right]$	(11.32)
C_{\max} (mixed), C_{\min} (unmixed)	$\varepsilon = \left(\frac{1}{C_r} \right) (1 - \exp[-C_r \{ 1 - \exp(-NTU) \}])$	(11.33a)
C_{\min} (mixed), C_{\max} (unmixed)	$\varepsilon = 1 - \exp(-C_r^{-1} \{ 1 - \exp[-C_r(NTU)] \})$	(11.34a)
All exchangers ($C_r = 0$)	$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$	(11.35a)

Tabel Heat Exchanger NTU

TABLE 11.4 Heat Exchanger NTU Relations

Flow Arrangement	Relation	
Parallel flow	$NTU = -\frac{\ln[1 - \varepsilon(1 + C_r)]}{1 + C_r}$	(11.28b)
Counterflow	$NTU = \frac{1}{C_r - 1} \ln\left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon C_r - 1}\right)$	$(C_r < 1)$
	$NTU = \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon}$	$(C_r = 1)$ (11.29b)
Shell-and-tube		
One shell pass (2, 4, . . . tube passes)	$(NTU)_1 = -(1 + C_r^2)^{-1/2} \ln\left(\frac{E - 1}{E + 1}\right)$	(11.30b)
	$E = \frac{2/\varepsilon_1 - (1 + C_r)}{(1 + C_r^2)^{1/2}}$	(11.30c)
n shell passes (2 <i>n</i> , 4 <i>n</i> , . . . tube passes)	Use Equations 11.30b and 11.30c with	
	$\varepsilon_1 = \frac{F - 1}{F - C_r}$	$F = \left(\frac{\varepsilon C_r - 1}{\varepsilon - 1}\right)^{1/n}$ $NTU = n(NTU)_1$ (11.31b, c, d)
Cross-flow (single pass)		
C_{\max} (mixed), C_{\min} (unmixed)	$NTU = -\ln\left[1 + \left(\frac{1}{C_r}\right) \ln(1 - \varepsilon C_r)\right]$	(11.33b)
C_{\min} (mixed), C_{\max} (unmixed)	$NTU = -\left(\frac{1}{C_r}\right) \ln[C_r \ln(1 - \varepsilon) + 1]$	(11.34b)
All exchangers ($C_r = 0$)	$NTU = -\ln(1 - \varepsilon)$	(11.35b)

Grafik NTU terhadap Effectiveness Heat Exchanger

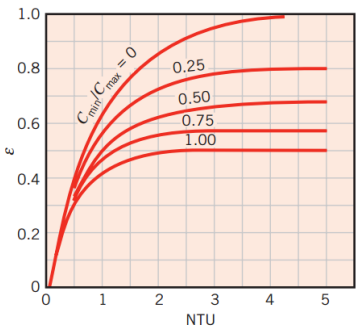


FIGURE 11.10 Effectiveness of a parallel-flow heat exchanger (Equation 11.28).

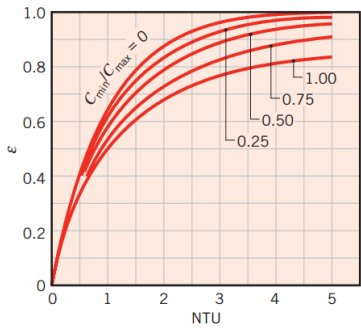


FIGURE 11.11 Effectiveness of a counterflow heat exchanger (Equation 11.29).

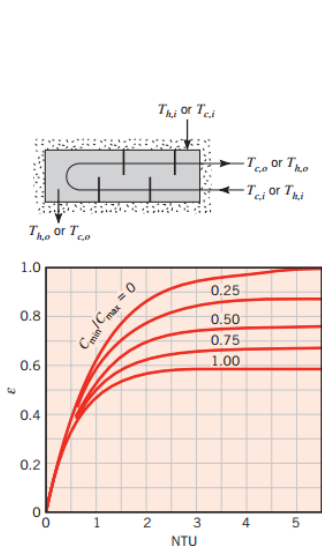


FIGURE 11.12 Effectiveness of a shell-and-tube heat exchanger with one shell and any multiple of two tube passes (two, four, etc. tube passes) (Equation 11.30).

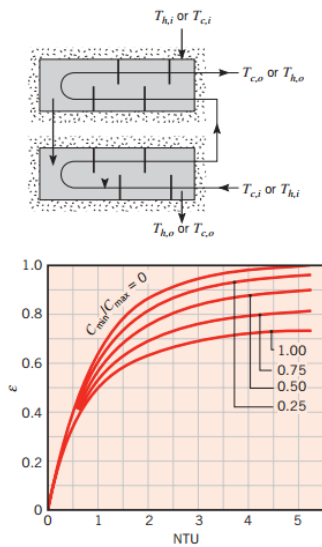


FIGURE 11.13 Effectiveness of a shell-and-tube heat exchanger with two shell passes and any multiple of four tube passes (four, eight, etc. tube passes) (Equation 11.31 with $n = 2$).

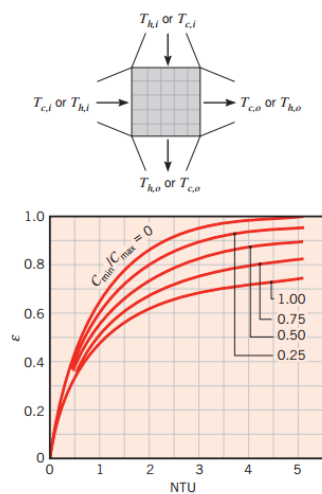


FIGURE 11.14 Effectiveness of a single-pass, cross-flow heat exchanger with both fluids unmixed (Equation 11.32).

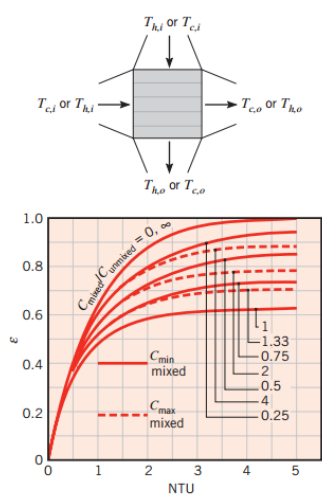


FIGURE 11.15 Effectiveness of a single-pass, cross-flow heat exchanger with one fluid mixed and the other unmixed (Equations 11.33, 11.34).

DAFTAR PUSTAKA

1. **Cengel, A. Yunus and J. Ghajar, Afshin.**” *Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications*”, fifth edition
2. **Fox, Robert W., McDonald, Alan T., dan Pritchard, Philip J.2004.** “*Introduction to Fluid Mechanics*”.8th edition,Danvers : John Wiley & Sons, Inc.
3. **Incropera, Frank P. And Dewitt, David P. 2011.** “*Fundamental of Heat and Mass Transfer Seventh Edition*”. Singapore : John Wiley & Sons, Inc.
4. **Incropera, Frank P. And Dewitt, David P. 2011.** “*Introduction To Heat Transfer sixth*”. Canada : John Wiley & Sons, Inc.
5. **J. Moran, Michael and Saphiro, Howard. 2006.** “*Fundamental of Engineering Thermodynamics*”, 5th edition, New York : John Willey & Sons, Inc.
6. *Thermal Calculation Sheet Determination For Condensor Surface Area.*